



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

**Ústav konstruování a částí strojů**

**Zařízení pro příčnou manipulaci překládání kontejneru**

**Device for Transverse Handling of Containers**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2018**

**Bc. Martin KÁLECKÝ**

**Studijní program:** N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Zařízení pro příčnou manipulaci překládání kontejneru“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 14. 06. 2018

Martin Kálecký

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Mrázkovi Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.

V Praze 14. 06. 2018

Martin Kálecký

## Anotační list

Jméno autora: **Bc. Martin KÁLECKÝ**

Název DP: Zařízení pro příčnou manipulaci překládání kontejneru

Anglický název: Device for transverse handling of containers

Rok: 2018

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 131

počet obrázků 122

počet tabulek 18

počet příloh 2

Klíčová slova: Manipulace s kontejnerem, přemostění, kombinované rolny, příčný vozík

Keywords: Container manipulation, bridging, combined rollers, transverse carriage



#### Anotace:

Práce obsahuje popis odpadového hospodářství, stanic pro překládání odpadu a běžné manipulační metody s kontejnery odpadu. Dále je popsáno několik koncepčních návrhů přemostění mezi manipulačním vozem a železničním vozem. Pro vybranou variantu přemostění jsou v práci řešeny tři hlavní mechanické uzly. Pro každý uzel jsou řešeny návrhové a kontrolní výpočty. V závěru práce je pak MKP analýza konstrukce mostu a příčného vozíku.

#### Abstract:

This work contains description of waste management, waste transfer station and common manipulation methods for container handling. The work also contains several concept designs of connecting the handling wagon and rail wagon with bridge. After that, the work is focused on three mechanical assemblies for chosen option of the bridge. For every mechanical assembly design calculation were made. In the end of this work is FEM analysis of the construction of the bridge and transverse carriage.

## Obsah

1. Odpadové hospodářství .....	3
1.1. Produkce odpadů .....	3
1.2. Doprava komunálních odpadů .....	4
2. Překládací stanice.....	6
2.1. Překládací stanice IVP .....	6
2.1.1. Překladiště s dopravníkem.....	6
2.1.2. Překladiště s rampou.....	7
2.2. Překládací stanice LUX.....	10
2.3. Překládací stanice MBT .....	11
2.4. Překládací stanice SCARLETT .....	12
2.5. Překládací stanice MACHINEX.....	13
2.6. Vertikální překládací stanice .....	14
3. Výběr vertikální překládací stanice .....	15
4. Manipulace s kontejnery .....	18
4.1. Manipulace kontejnerů pomocí nákladních automobilů .....	18
4.2. Manipulace kontejnerů pomocí přístavní techniky .....	21
4.3. Manipulace kontejnerů při železniční dopravě .....	23
5. Zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnerem.....	26
5.1. Koncept výsuvného mostu a příčného vozíku .....	29
5.1.1. Teleskopický most.....	29
5.1.1.1. Staticky určitý most.....	29
5.1.1.2. Staticky neurčitý most .....	32
5.1.2. Jednoduchý most .....	35
5.1.2.1. Most s dvěma vozíky .....	35
5.1.2.2. Koncept jednoho vozíku .....	36
5.1.3. Umístění pojezdových roln .....	38
6. Návrh a řešení vybrané varianty.....	40
6.1. Vybraná varianta zařízení .....	40
6.2. Pojezdové rolly.....	44
6.2.1. Zdvižná platforma .....	45
6.2.2. Klínový vozík .....	49
6.2.3. Příčný vozík .....	55
6.2.3.1. Pojezdové rolly .....	55
6.2.3.2. Vertikální rolly.....	62
6.2.4. Most.....	63
6.3. Vysunutí mostu .....	68
6.3.1. Pohon vysouvání mostu.....	69
6.3.2. Výpočet řetězového pohonu .....	70
6.3.2.1. Volba řetězu .....	70
6.3.2.2. Volba motoru a převodovky.....	73
6.3.2.3. Výpočet řetězových převodů .....	74

6.3.2.4.	Kontrola řetězu .....	75
6.3.2.5.	Řetězová kola.....	77
6.3.3.	Uchycení mostu na řetězu.....	80
6.4.	Systém přejezdu příčného vozíku.....	85
6.4.1.	Výsuvné hřebeny .....	89
6.4.2.	Výběr pohonu .....	92
6.4.2.1.	Výpočet zvoleného pohonu .....	94
6.4.1.	Pohon výsuvného hřebenu .....	98
6.4.1.1.	Výpočet pohonu a šroubového zvedáku .....	99
6.5.	Zdvižný mechanismus .....	105
6.5.1.	Zdvižné tyče .....	105
6.5.2.	Klínový mechanismus .....	106
6.5.2.1.	Dva protilehlé klíny.....	107
6.5.2.2.	Rolna na klínu .....	108
6.5.3.	Pohon klínového vozíku .....	110
6.5.3.1.	Výpočet pohonu klínového mechanismu .....	112
6.6.	Pevnostní MKP analýza Mostu.....	115
6.6.1.	Výsledky .....	117
6.7.	Pevnostní MKP analýza Příčného vozíku .....	118
6.7.1.	Výsledky .....	119
7.	Závěr .....	122
8.	Tabulka veličin a symbolů.....	124
9.	Seznam literatury .....	127
10.	Přílohy .....	129
11.	Seznam obrázků .....	129
12.	Seznam tabulek .....	131

## 1. Odpadové hospodářství

Odpady vznikají z každodenní lidské činnosti. Doprava, zemědělství, stavebnictví či průmyslová výroba produkuje velké množství odpadů. Následně pak také komunální odpady jsou produktem všech obyvatel. Protože existuje velké množství druhů odpadů, je potřeba brát v úvahu vlastnosti a riziko ohrožení životního prostředí každého druhu odpadu. Proto má za úkol právě odpadové hospodářství vytvářet strategii pro specifické nakládání s odpady. [1]

### 1.1. Produkce odpadů

Podle statistik MŽP ČR si můžeme udělat rámcový náhled na produkci a nakládání s odpady v České republice. V roce 2016 bylo v ČR vyprodukováno 34.2 mil. tun všech odpadů, z toho 1,4 mil. tun jsou nebezpečné odpady. Na obyvatele tak připadá 3241 kg/obyvatele. V tab. 1 je uveden přehled všech odpadů v ČR do roku 2009 do roku 2016. [1]

*Tabulka 1 – Produkce odpadu v ČR 2009-2016 [1]*

Rok	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Produkce odpadů [mil. tun]	32,267	31,811	30,672	30,023	30,621	32,028	37,338	34,242

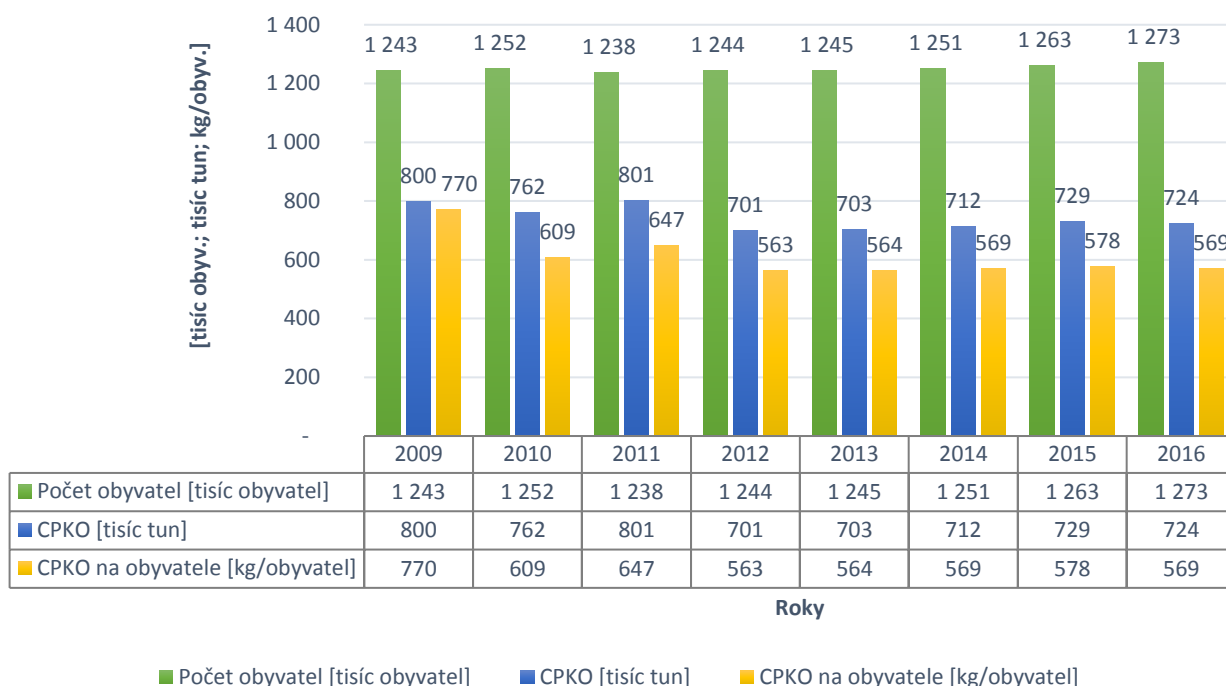
Významnou složkou jsou komunální odpady. Obyvatelé ČR v roce 2016 vyprodukovali 5,6 mil. tun komunálního odpadu. Na jednoho obyvatele tedy 531 kg/obyvatele ( tab. 2). Produkce komunálního odpadu tak činí 16 % z celkového objemu odpadů. Ve stejném roce bylo využito 50 % komunálního odpadu, z toho 38 % materiálově a 12 % energeticky. Dále bylo 45 % komunálního odpadu uloženo na skládkách. [1]

*Tabulka 2 – Produkce komunálního odpadu v ČR 2009-2016 [1]*

Rok	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Produkce odpadů [mil. tun]	5,324	5,362	5,388	5,193	5,168	5,324	5,274	5,612

V rámci produkce komunálního odpadu v ČR hraje významnou roli Hlavní město Praha, jakožto druhý nejvyšší producent po Středočeském kraji za rok 2016 [1]. Celková produkce komunálních odpadů je zobrazena na grafu, který je na obr. 1. Z grafu vyplývá, že po poklesu produkce v letech 2009 až 2011 (způsobené edukací obyvatelstva a ekonomickou recesí), se od roku 2012 produkce mírně zvyšuje. Se sílící ekonomikou můžeme podobný trend očekávat i v příštích letech.

## Celková produkce komunálních odpadů v Hlavním městě Praha, 2009-2016

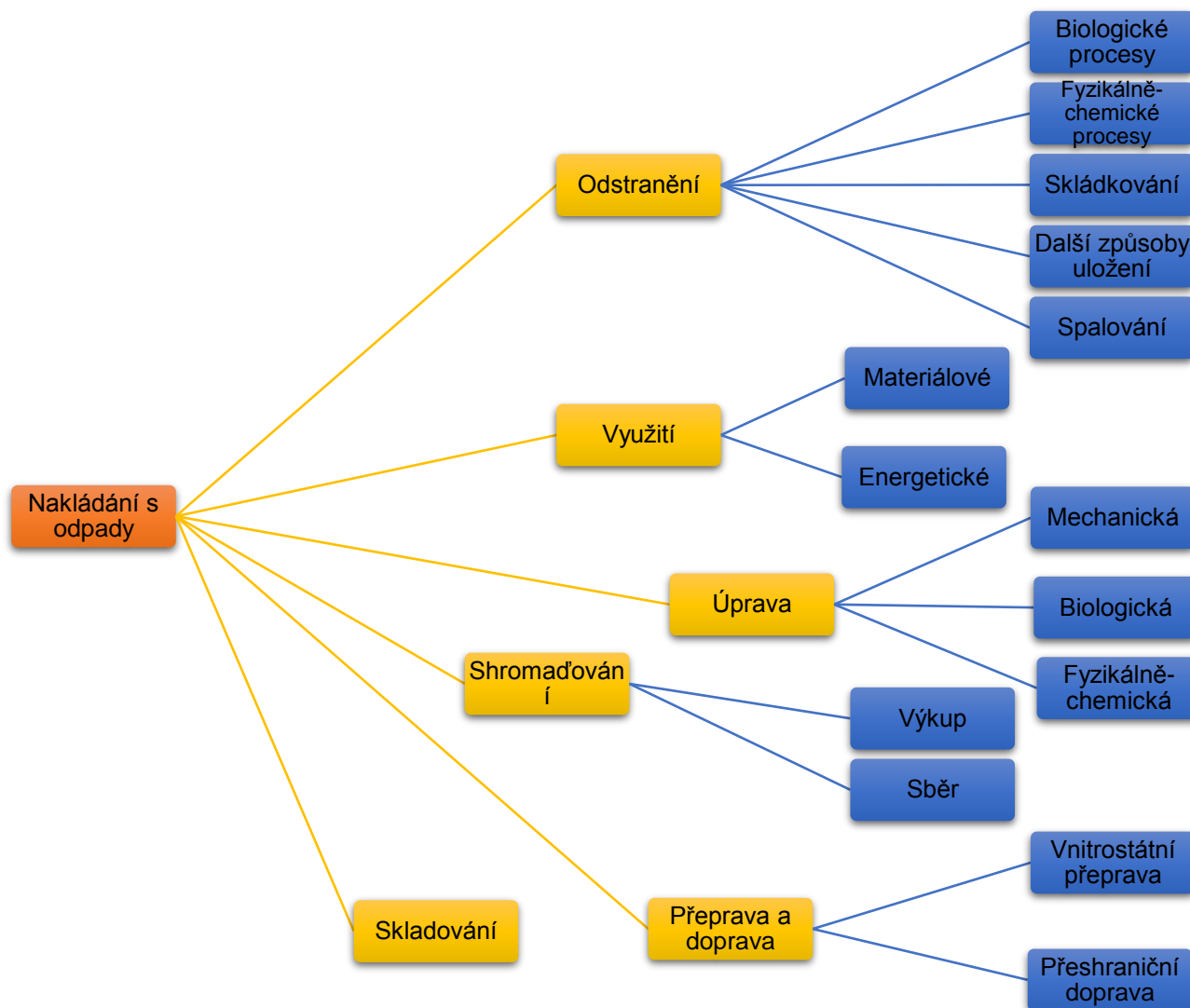


*Obrázek 1 – Celková produkce komunálních odpadů v Hlavním městě Praha, 2009-2016 [1]*

### 1.2. Doprava komunálních odpadů

Po přihlédnutí k moderním trendům ochrany životního prostředí a strategii odpadového hospodářství ČR 2015-2024, můžeme jen konstatovat potřebu výstavby nové infrastruktury. Zákon o odpadech ministerstva životního prostředí ČR výslovně hovoří o zvýšení míry recyklace o 50 % současného stavu a zákazu skládkování komunálního odpadu od roku 2024. [1]

Tím pádem velké metropole jako je právě Praha potřebují výstavbu nové infrastruktury, která zajistí dostatečnou logistickou podporu dopravy komunálního odpadu. Obecně s komunálním odpadem je možno nakládat podle schématu na obr. 2.



Obrázek 2 – Schéma nakládání s odpady [2]

V současné době jsou služby zajišťující svoz v hlavním městě nuceny využívat k dopravě komunálního odpadu pouze nákladní automobily. To vytváří tlak na neefektivní využívání nákladní automobilové dopravy. Běžný nákladní vůz s plným lisovacím kontejnerem uveze přibližně 5 tun odpadu. S přihlédnutím na proměnou hustotu komunálního odpadu a možnost slisování odpadu, popelářský vůz pojme odpad z přibližného počtu 90 až 115 popelnic s objemem 1100 litrů. To znamená obsluhu stejného počtu činžovních domů do 40 obyvatel. V centru metropole to pak znamená obsluhu poměrně malé části města a potřebu nasazení velkého počtu popelářských vozů. Tyto vozy jsou pak po naplnění nuceny dopravit komunální odpad do cílové destinace (recyklační linka, spalovna, skládka atd.). To sebou nese celou řadu negativních efektů např.: velká spotřeba paliva pro přejezd hustě osídleného města, velká koncentrace vozidel v okolí svozových míst v určitých špičkových časech, nutnost dostatečně velkého počtu proškolené obsluhy popelářského vozu, přetěžování dopravy ve městě atd.

## 2. Překládací stanice

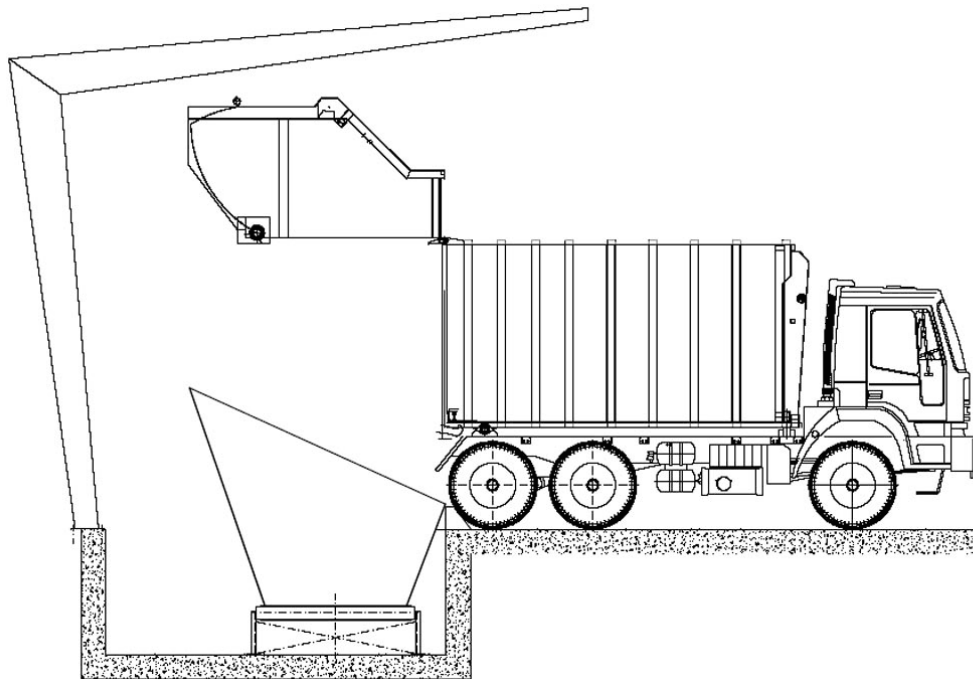
Zároveň v roce 2018 můžeme hovořit o začátku nové průmyslové revoluce, která v budoucnu pronikne do všech odvětví průmyslu a nemůže se vyhnout ani sektoru odpadového hospodářství a nakládání s komunálními odpady. Jednou z možností je vybudování decentralizovaných překládacích stanic pro komunální odpad. Tyto stanice mohou fungovat plně automatizovaně a budou sledovat trendy „průmyslu 4.0“ a „Smart city“. Momentálně trh nabízí tyto typy překládacích stanic.

### 2.1. Překládací stanice IVP

Tato společnost provozuje dva typy překládacích stanic.

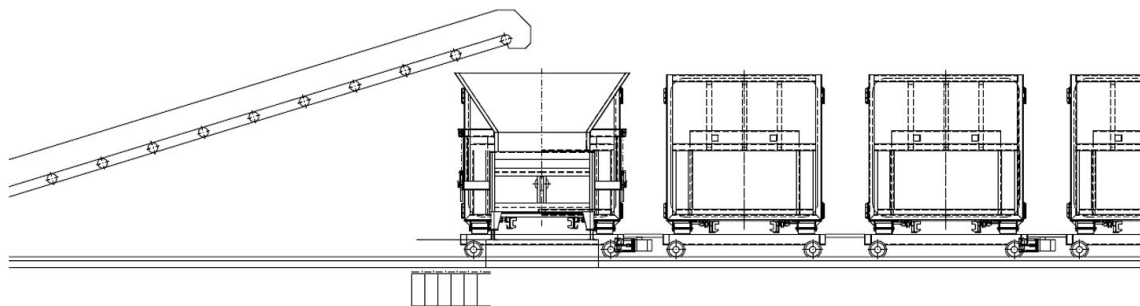
#### 2.1.1. Překladiště s dopravníkem

Svozová vozidla vysypávají odpad do násypky vodorovného dopravníku. Je nutné, aby byl dopravník chráněn proti povětrnostním vlivům, např. zastřešením. Odpad je pak dopraven do násypky stacionárního lisu ( obr. 3).



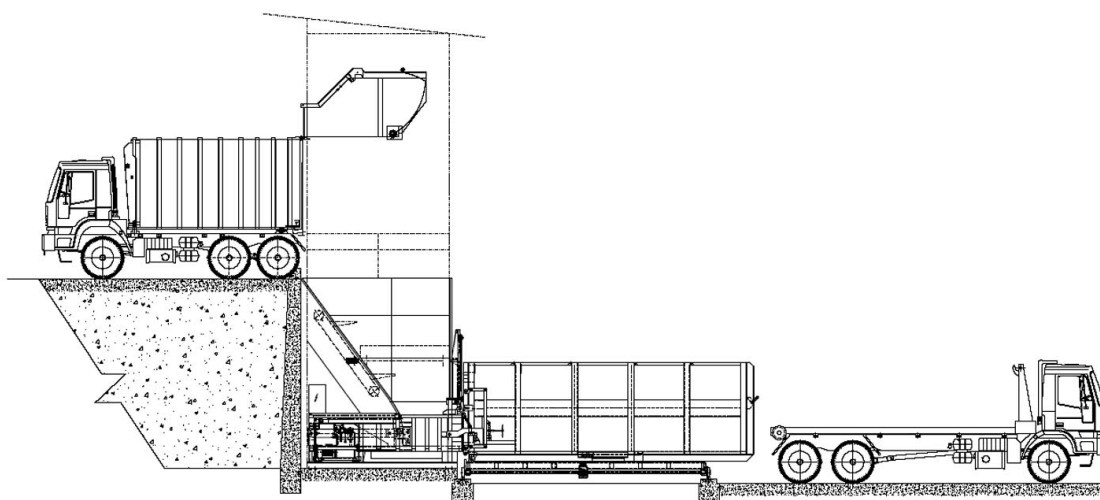
Obrázek 3 - Schéma překladiště s násypkou a dopravníkem [3]

Lis je automatizován a naplní postupně více kontejnerů. Tento typ překladiště je vybaven 5 manipulačními vozíky na kontejnery, z toho tři jsou s pohonem. Automatizace překladiště umožňuje po spuštění přitáhnutí a připojení kontejneru na vozíku k lisu. Takto se u lisu vystřídá všech 5 kontejnerů. Plné kontejnery při tom mohou být odváženy nezávisle na lisování. Volné a rezervní kontejnery se skladují na volné ploše a podle potřeby jsou odváženy manipulačními vozíky ( obr. 4). [3]



*Obrázek 4 – Schéma překladiště s dopravníkem a stacionárním lisem [3]*

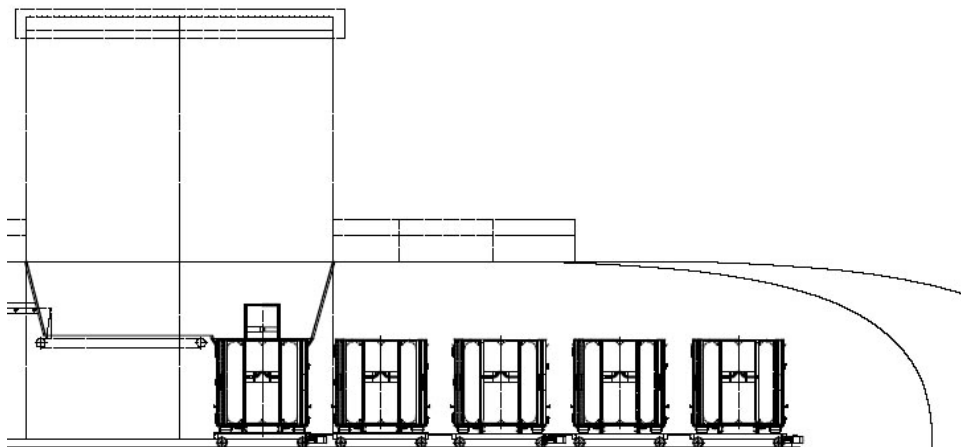
### **2.1.2. Překladiště s rampou**



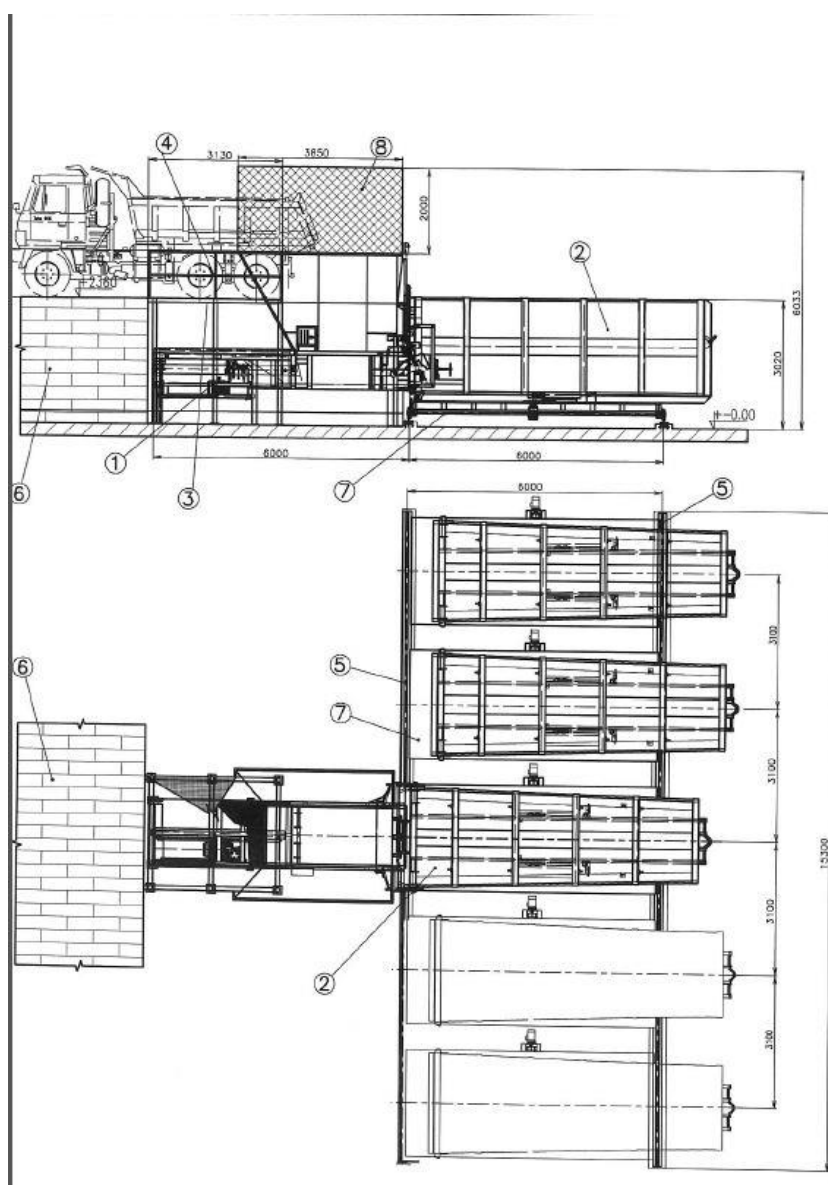
*Obrázek 5 - Boční pohled na schéma překladiště s rampou [3]*

Svozová vozidla vysypávají odpad na rampě přímo do násypky v budově. Odpad je lisován stacionárními lisy obdobně, jako v předchozím případě. Výhodou je, že v tomto uspořádání lze využít více lisů ( obr. 5). Podle výrobců je větší počet menších lisů podstatně levnější než jeden velký lis. Tento typ překládací stanice může být plně automatizován. Zároveň také poskytuje efektivní úsporu místa a času při nakládání s odpadem. Schéma na obrázcích 6 a 7.





Obrázek 6 - Čelní pohled na schéma překladiště s rampou [3]



Obrázek 7 – Boční a horní pohled na schéma překladiště s rampou [3]

Na obr. 8 je překládací stanice realizována firmou IVP. Tento typ stanice sestává z jednoho 70 tunového lisu. Kontejnery jsou umístěny na speciálních manipulačních vozících. Jejich počet se pohybuje od 2 do 6, podle momentální produkce odpadu. Manipulační vozíky pojíždějí po své kolejové dráze. Lis automaticky připojuje kontejnery a otevírá výsuvné dveře kontejneru. Lis je schopen lisovat jak smíšený komunální odpad, ale také jednotlivé druhy materiálu jako je plast, papír, karton do jednotlivých kontejnerů. Výrobce udává, že lis je schopen lisovat do 30 m<sup>3</sup> kontejneru zhruba 10 tun odpadu. Nejčastějšími zákazníky jsou obchodní, řetězce, komunální služby, obce a specializovaní likvidátoři odpadu. [3]



*Obrázek 8 – Překládací stanice IVP [3]*

## **2.2. Překládací stanice LUX**

Překládací stanice realizovaná firmou LUX ( obr. 9). Princip je stejný jako u předchozí stanice. Tento výrobce udává, že předpokládaný poměr slisování je 5:1. Tento poměr je však závislý na složení odpadu. Umístění překladiště pak bývá ve spádové oblasti, nejlépe pro více obcí zároveň. Odpad je poté převážen k dalšímu zpracování (třídící linka, spalovna). Nejčastější zákazníci obce, města, firmy a společnosti zabývající se zpracováním odpadu. [4]



*Obrázek 9 – Překladiště LUX [4]*

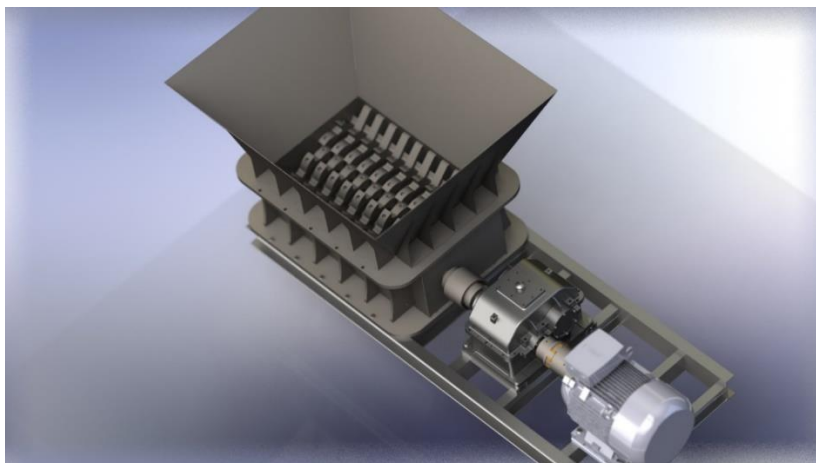


### **2.3. Překládací stanice MBT**

Firma MBT používá stejný princip jako v předchozích případech ( obr. 10). Za zmínku stojí informace, ve které udávají, že je možno odpad nejprve předdrtit. Na tento účel slouží nejčastěji dvouhřídelová drtička odpadů s výměnnými drticími segmenty. Příklad této drtičky je na obr. 11. [5]



*Obrázek 10 – Překládací stanice MBT [5]*



*Obrázek 11 – Dvouhřídelová drtička odpadu [6]*

## 2.4. Překládací stanice SCARLETT



*Obrázek 12 – Schéma překládací stanice Scarlett [7]*

Jedním z dalších návrhů je překládací stanice od firmy Scarlett ( obr. 13). Odpad zde mohou svážet i ostatní lidé, kteří vyloží odpad na připravenou sklápěcí lžici nakladače. Tento nakladač pak jednoduše přesype odpad na připravený dopravník. Odpad poté putuje přes třídící linku až do lisu a lisovacího kontejneru ( obr. 12). [7]



*Obrázek 13 - Překládací stanice Scarlett [7]*



## **2.5. Překládací stanice MACHINEX**

Další možností je vykládat z popelářských vozů přímo na zem velké haly na překládání odpadu ( obr. 14). Tento odpad je pak pomocí nakladače vhazován do lisu. Tento postup se volí v případě velmi častého vysypávání z popelářského vozu, při malém počtu popelářských vozů vzhledem k obsluhované oblasti. Šetří se čas pro jiný úsek činnosti popelářského vozu. Nevýhodou je možný zápach v okolí haly. [8]



*Obrázek 14 – Překládací stanice Machinex [8]*

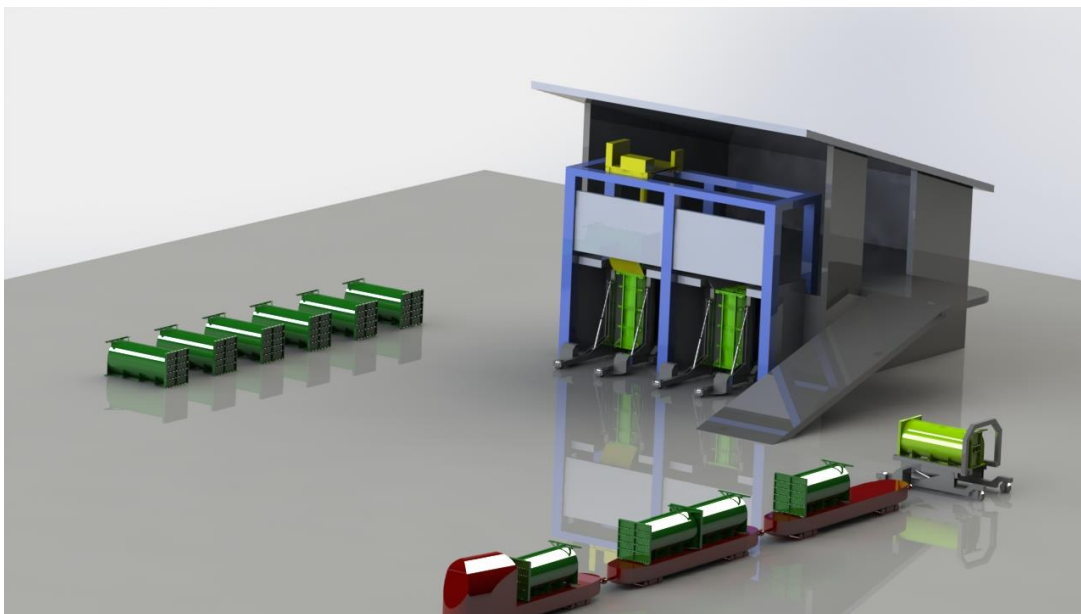
## **2.6. Vertikální překládací stanice**

Tento typ stanic používá vertikální lisování do kontejnerů za pomoci velkého beranu. Beran je pojízdný na horní konstrukci podobné jako kočka mostového jeřábu. Beran pojíždí mezi jednotlivými kontejnery a lisuje s vertikálním posuvem. Jednotlivé kontejnery si do vertikální polohy nastaví samotná nákladní vozidla za pomoci hydrauliky ( obr. 15). Kontejnery navíc mohou být opatřeny odsakovým systémem pro odloučení tekutin z vnitřních prostor kontejneru. Kontejnery jsou vytvořeny ve tvaru válce, podobně jako tlakové nádoby. Díky tomu lépe odolávají tlaku. [9]



*Obrázek 15 – Stavění kontejneru do vertikální polohy [9]*

### 3. Výběr vertikální překládací stanice



*Obrázek 16 – Model vertikální překládací stanice*

Pro výběr vertikální stanice ( obr. 16) oproti horizontální stanici hovoří několik klíčových faktorů, viz. tab. 3.

*Tabulka 3 – Porovnání vertikální a horizontální stanice [9]*

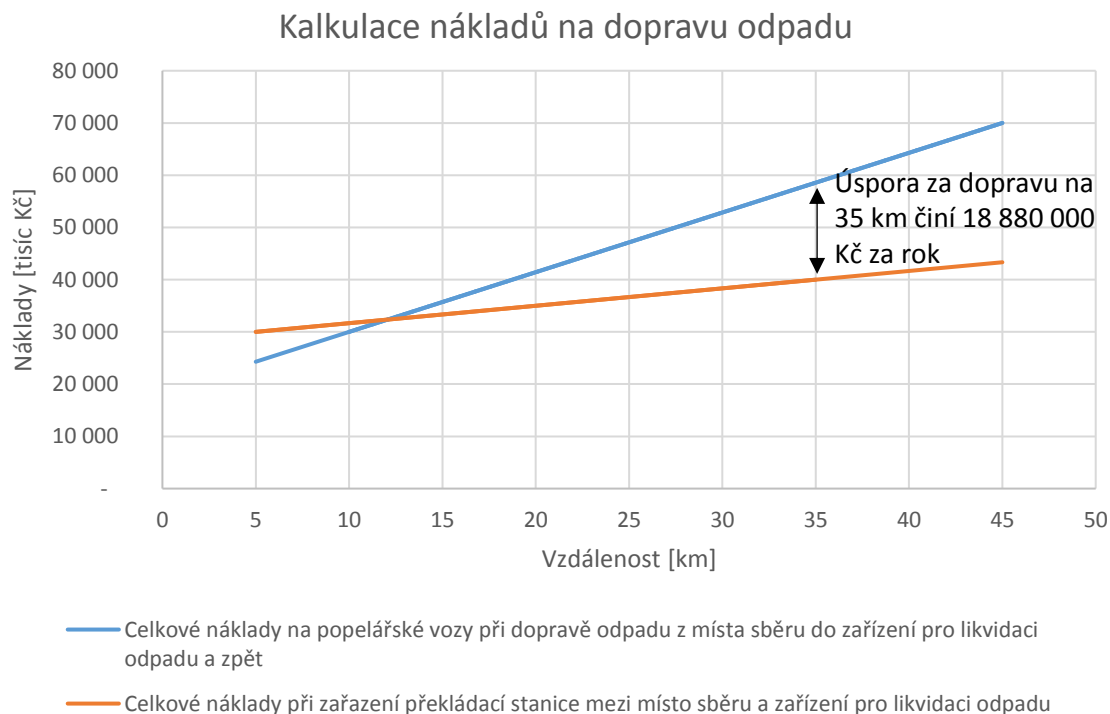
	<b>Vertikální stanice</b>	<b>Horizontální stanice</b>
<b>Vysypávání odpadu</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Odpad padá přímo do kontejneru</li> <li>• Odpad může být nasypáván i při výpadku energie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Odpad je nasypán do zásobníku odkud je lisován do kontejneru horizontálním lisem</li> <li>• Nelze nasypávat při výpadku energie</li> </ul>
<b>Potřebná lisovací síla</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nižší než 300 kN</li> <li>• Využívá gravitační sílu</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vyšší než 700 kN</li> </ul>
<b>Investice do vybavení</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Méně vybavení díky jednoduchému toku materiálu</li> <li>• Jeden lis obstará až 6 kontejnerů</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Více vybavení díky složitějšímu toku materiálu</li> <li>• Efektivnější je použití jednoho lisu na kontejner</li> </ul>
<b>Cena údržby</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jednodušší tok, menší náklady</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Složitější tok, vyšší náklady</li> </ul>
<b>Znečištění zápachem</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Odpad vsypán přímo do kontejneru, sníží se tím nepříjemný zápach</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Odpad vsypán do zásobníku a do lisu, odpad je tak vystaven okolnímu vzduchu po delší čas</li> </ul>



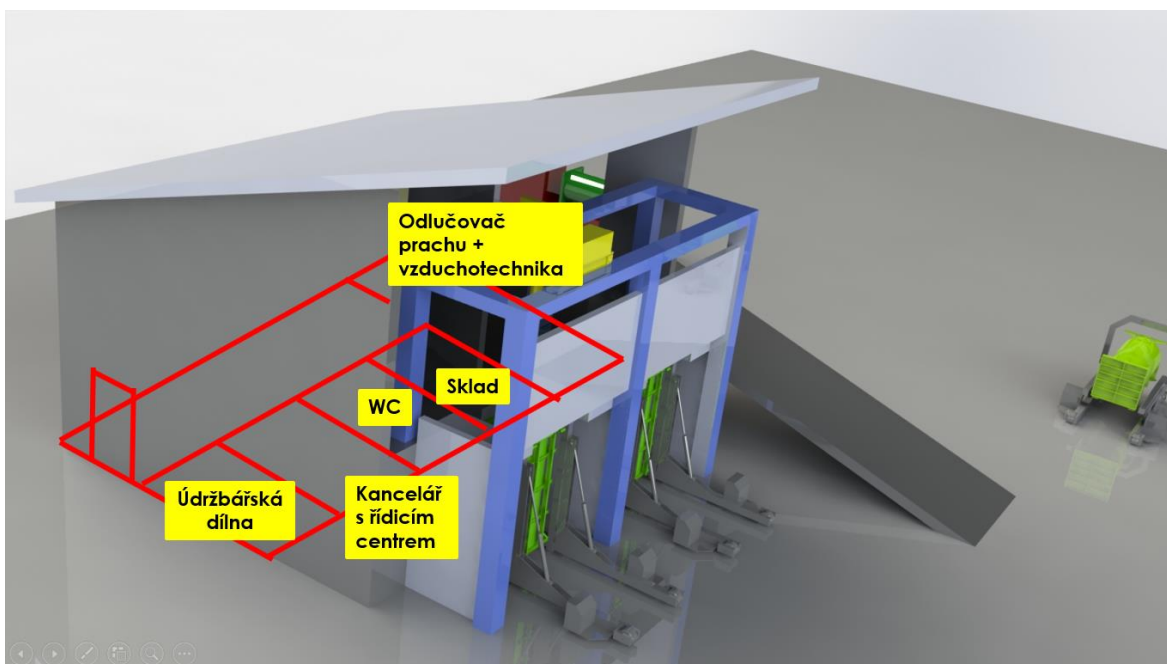
Vybudováním tohoto typu stanice dále od hustě obydlených oblastí můžeme značně snížit náklady na dopravu odpadu a celkově zlepšit ekologičnost dopravy odpadu. Pro velké metropole pak vznikají další výhody pro vybudování decentralizovaných překládacích stanic: [10]

- Nižší náklady na paliva
- Nižší náklady na údržbu
- Snížení počtu popelářských vozů
- Snížená potřeba pracovních sil
- Snížení hustoty dopravy (zejména na trasách vedoucích k zařízením pro zpracování odpadu)
- Eliminování, či snížení znečištění silnic tekutinami z odpadu
- Redukce CO<sub>2</sub> emisí

V grafu na obr. 17 můžeme vidět modelový případ provozovatele stanic. Je zde porovnání cenové úspory při použití vertikální stanice oproti přímé dopravě komunálního odpadu. Modelový případ uvažuje umístění překládací stanice do vzdálenosti 35 km od místa sběru odpadu, při celkové dopravě 500 tun komunálního odpadu za den. Počet svozových vozidel není uveden. Náklady jsou pak přepočítány z amerických dolarů na české koruny.

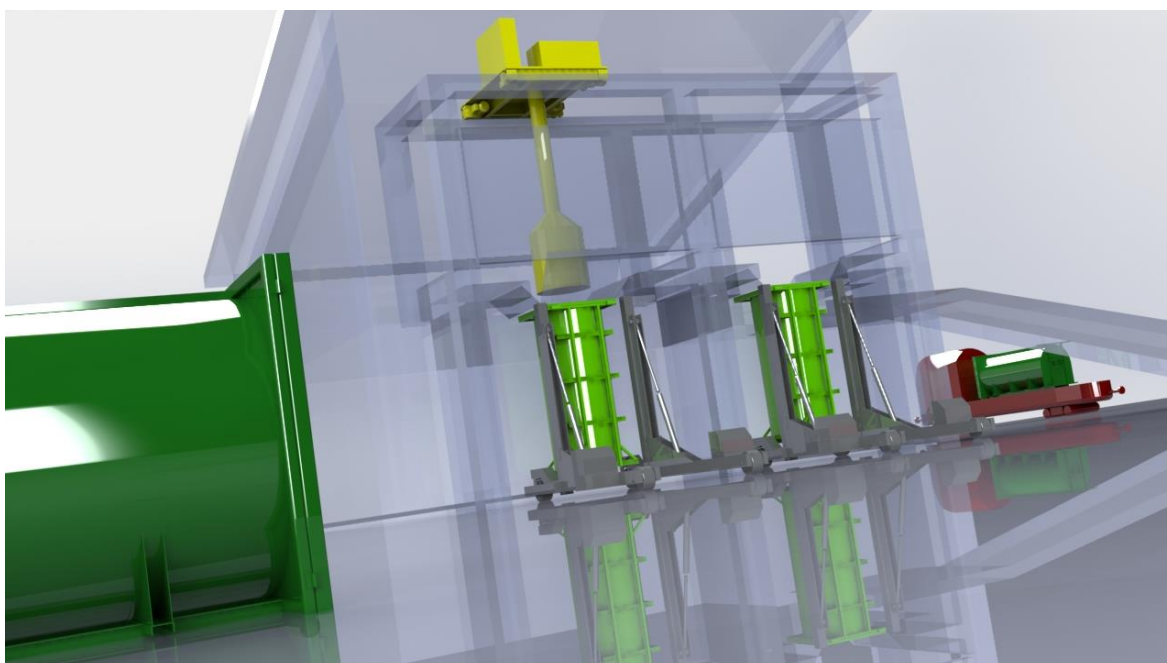


*Obrázek 17 – Kalkulace nákladů na dopravu odpadu [9]*



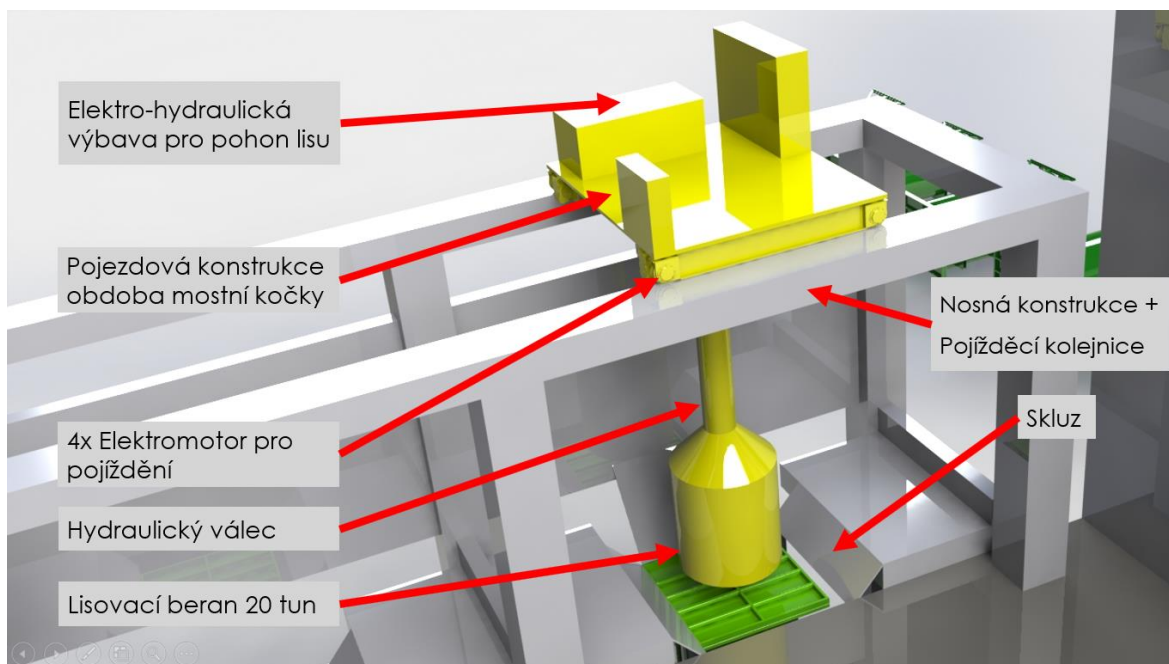
Obrázek 18 – Řešení přízemního patra stanice

Při výstavbě tohoto typu stanice dosáhneme redukce zastavěné plochy až o dvě třetiny oproti horizontální stanici. Podobné redukce může být dosaženo u nákladů na výstavbu a úpravu pozemků. Dále může být v přízemí vertikální stanice vybudováno zázemí pro obsluhu stanice ( obr. 18). [10]



Obrázek 19 – Jednotlivé sloty pro kontejnery

Na obr. 19 můžeme vidět, že konstrukce pro lis je snadno rozšířitelná pro více kontejnerů.



Obrázek 20 – Koncepční návrh vertikálního hydraulického lisu

Na obr. 20 je konceptní návrh vertikálního lisu. Lis může být ovládán jako automat či dálkovým ovladačem. Průměr beranu je 1,7 m. Lis využívá tíhy beranu pro snadnější lisování. Předpokládané lisování je od 1:2 až po 1:7. Energetická náročnost u tohoto lisu je 7krát nižší než u horizontálního lisů. Redukce objemu je také 7krát vyšší než u ostatních lisů. [10]

#### 4. Manipulace s kontejnery

Nedílnou součástí překládacích stanic jsou i manipulátory kontejnerů.

##### 4.1. Manipulace kontejnerů pomocí nákladních automobilů

###### Jednoramenný teleskopický nosič

Jednoduché manipulační zařízení pro natahování, snímání a sklápění kontejnerů i v kombinaci s hydraulickou rukou. Nosič se montuje na podvozek nákladního auta. Vyrábí se o nosnostech 5, 7, 14 a 18 tun ( obr. 21 vlevo). [11]



Obrázek 21 – Jednoramenný teleskopický a kloubový nosič [11]

### Kloubový nosič kontejnerů

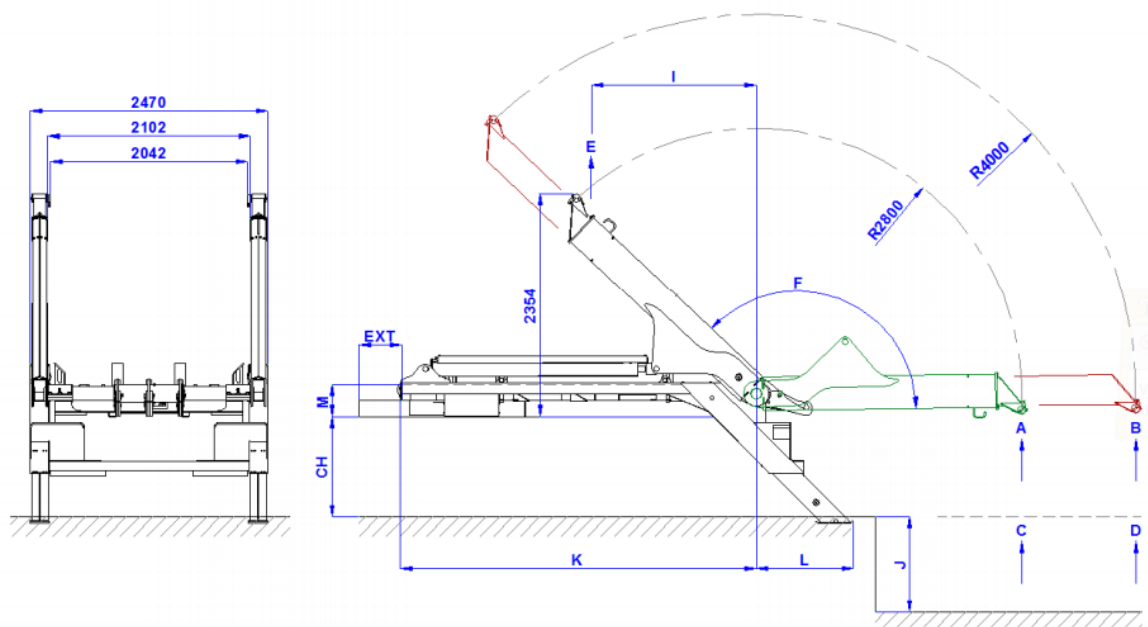
Jednoramenný nosič kontejnerů o nosnostech 3 a 5 tun ( obr. 21 vpravo). [11]

### Dvouramenný nosič kontejnerů

Tento typ nosiče se používá pro zajištění vodorovné polohy kontejneru v celém průběhu manipulace ( obr. 22). Typicky lze využití nalézt v čistírnách odpadních vod, kafilériích a komunálních službách. Ramena nosiče (schéma na obr. 23) mohou být pevná nebo teleskopicky výsuvná. Nosnosti se pohybují mezi 14 a 18 tunami. [12]



Obrázek 22 – Dvouramenný nosič na nákladním automobilu [12]



Obrázek 23 – Schéma dvouramenného nakladače [12]



### Třmenový nosič kontejnerů

Nástavba vhodná pro starší typy kontejnerů typu Tatra. Tento způsob využívá natahovací třmenový mechanismus. Tento mechanismus se dá namontovat na nákladní automobil ( obr. 24 vlevo), nebo také na samostatný přípojný vůz ( obr. 24 vpravo), který se většinou připojuje za traktor. [13]



Obrázek 24 – Třmenový mechanismus na nákladním automobilu vlevo [10], na přípojném voze vpravo [13]

### Návěsové přepravníky kontejnerů

Speciální použití návěsu, kde je rám návěsu společný pro podvozek nápravy tak pro nosič kontejnerů. Je dosažena nižší ložná výška naloženého kontejneru. Příklad návěsového přepravníku kontejnerů je na obr. 25. [14]



Obrázek 25 – Návěsový přepravník kontejneru [14]

## **4.2. Manipulace kontejnerů pomocí přístavní techniky**

### **Stohovač kontejnerů**

Stroj, který pracuje na principu čelního vysokozdvížného vozíku s nosností až 45 tun. Je možno stohovat až 5 kontejneru na sobě v jedné řadě. Na obr. 26 je stohovač kontejnerů vybavený spreaderem. [15]



*Obrázek 26 – Stohovač kontejnerů se spreaderem [15]*

### **Reachstackery**

Mobilní manipulátory, které disponují teleskopickým výložníkem se spreaderem. Nosnost reachstackeru je až 45 tun. Je možno stohovat až 5 kontejneru na sobě ve třech řadách ( obr. 27). [15]



*Obrázek 27 – Reachstacker s teleskopickým výložníkem [15]*



### **Straddle carrier**

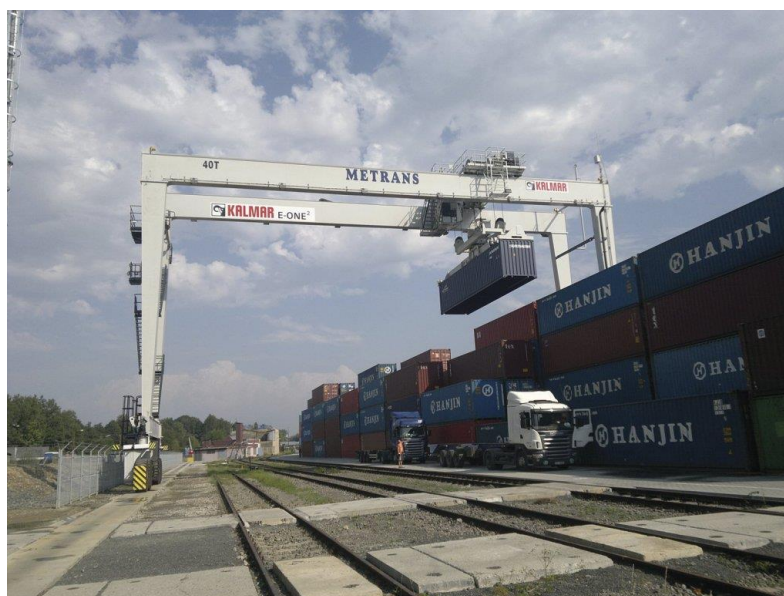
Konstruován jako menší portálové zařízení pro manipulaci s jedním kontejnerem. Díky své velké rychlosti pojezdu a naložení i vyložení kontejneru se používají často v přístavech pro urychlení vykládky lodí. Straddle carrier je na obr. 28. [15]



*Obrázek 28 – Straddle carrier [16]*

### **Portálové jeřáby**

Mohou být v provedení s pojezdem na pneumatikách nebo na kolejových drahách. [15] Portál je konstruován jako masivní svařovaný rám. Portálové jeřáby jsou používány v přístavech pro rychlé překládání kontejnerů. Kontejnery jsou upevněny ve spreaderu na pojízdné kočce ( obr. 29).



*Obrázek 29 – Portálový jeřáb [15]*

### **4.3. Manipulace kontejnerů při železniční dopravě**

Při překládce kontejnerů dopravci používají mimo jiné také techniku uvedenou v předchozím bodě obr. 6, zejména stohovače kontejnerů.

#### **Stacionární obraceč kontejnerů**

Obraceč je poháněn hydraulicky a je vybaven vidlicemi pro uchopení kontejneru. Železniční vůz přiveze kontejner před obraceč. Ten vysune vidlice do spodní části kontejneru a uchopí jej a zajistí. Poté překlopí kontejner přes sebe o 180° a vysype obsah za sebe. Kontejner je pak vrácen na železniční vůz, který se posune o vzdálenost jednoho kontejneru dopředu a celý proces se opakuje s dalším kontejnerem. Uchopený kontejner v obraceči je na obr. 30.



*Obrázek 30 – Stacionární obraceč kontejnerů [17]*

#### **Vysokozdvíhý vozík s otočným mechanismem**

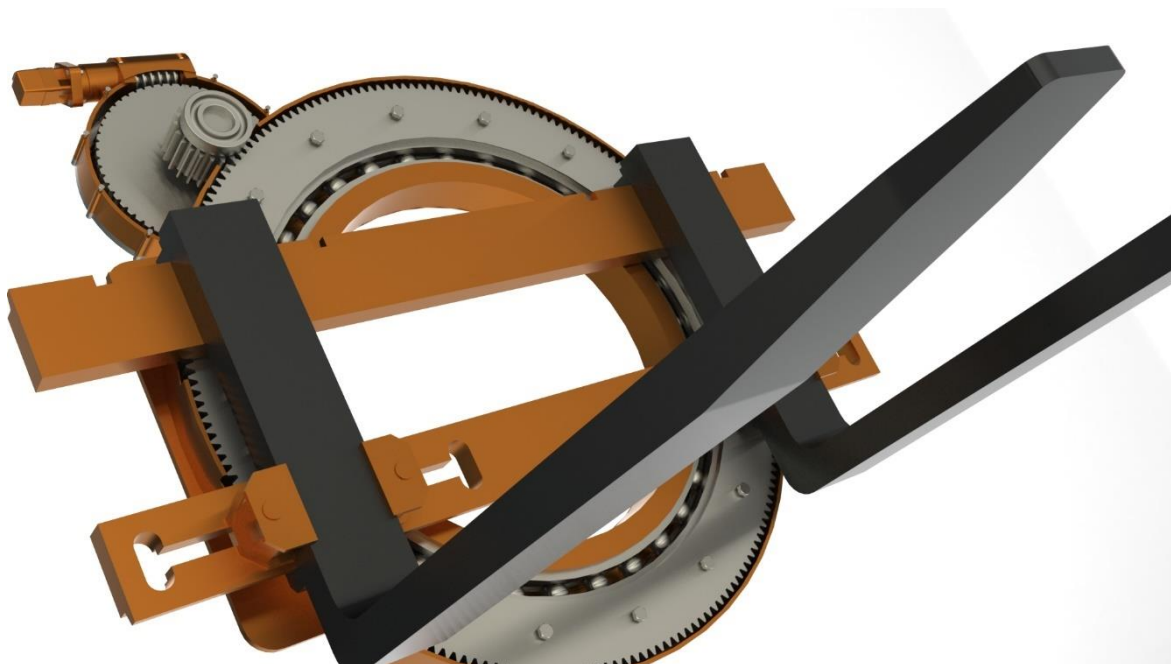
Pracuje na podobném principu jako obraceč. Stroj využívá klasické vlastnosti vysokozdvíhého vozíku, který je vybaven otočným mechanismem (obr. 31). Otočný mechanismus dokáže otáčet kontejnerem ve 360° a vysypávat obsah na přesné místo určení. Speciální verze mají vidlice určené k odklopení horního víka kontejneru.





Obrázek 31 – Vysokozdvížený vozík s otočným mechanismem [17]

Na otočném mechanismu pro vysokozdvížený vozík jsem pracoval už v minulém ročníku. Navržený mechanismus ( obr. 32) pohání hydromotor a převodový mechanismus složený ze šnekového a čelního soukolí. Vidlice jsou upevněny v normovaném rámu, který je připojen na ozubený věnec. Ten je uložen na velkorozměrovém kuličkovém ložisku.



Obrázek 32 – Otočný mechanismus pro vysokozdvížený vozík

Pro mechanismus byly navrženy hodnoty v tab. 4:

*Tabulka 4 – Vybrané hodnoty otočného mechanismu*

Veličina	Hodnota	Jednotky
Výkon hydromotoru	24	kW
Točivý moment hydromotoru	490	Nm
Otáčky hydromotoru	470	1/min
Převodový poměr šnekového soukolí	50	-
Převodový poměr čelního soukolí	9,38	-
Výstupní točivý moment	180 202,6	Nm
Výstupní otáčky	1,002	1/min
Trvanlivost hlavního kuličkového ložiska	5 841 999	hod

### **Abroll container transport system**

Systém vhodný pro překládání kontejnerů mezi železniční a automobilovou dopravou ( obr. 33). Tento systém obsahuje tři základní prvky. Železniční vůz je vybaven otočnými nosiči kontejnerů, dále pak automobilové nosiče uvedené v obr. 5 a odvalovací kontejnery vybavené ocelovými kolečky na kontaktní hraně. Systém funguje ve třech krocích a je ovládán řidičem nákladního automobilu. Nejdříve ručně vychýlí nosič na železničním voze o 45°. Poté nacouvá automobilem k nosiči a hákovým manipulátorem nasune kontejner na nosič. Poté připojí otočný nosič ocelovým lanem na nákladní automobil a tažením otočí nosič s kontejnerem do původní polohy. [18]



*Obrázek 33 – Nakládání kontejneru na železniční vůz*

Ani tento systém se nevyhne poruchám. Na obr. 34 je vidět ocelová kulička z poškozeného ložiska, zajišťující pojezd po kruhové dráze.



Obrázek 34 – Porucha ložiska

## 5. Zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnerem

Z předchozího textu vyplývá potřeba vývoje nového zařízení pro manipulaci s kontejnery s komunálním odpadem. Byl zvolen koncept vertikálního překladiště odpadu, kde bude možno překládat kontejnery na kolejové vozidlo – železniční vůz či nákladní tramvaj. Paralelně ke kolejové dráze bude vybudována další kolejová dráha, na které bude umístěn manipulační vůz.

Přibližný popis překladiště vypadá takto:

- Naložení kontejneru na manipulační vozík
- Přesun vozíku ke kolotoči
- Přeložení kontejneru do mechanismu kolotoče
- Kolotoč otočí kontejner o 90°
- Následuje plnění kontejneru odpadem
- Naplněný a uzavřený kontejner je otočen zpět do horizontální polohy
- Přeložení kontejneru zpět na manipulační vozík
- Přesun vozíku vedle připraveného železničního vozu
- Přeložení kontejneru na železniční vůz
- Poté se celý cyklus opakuje.

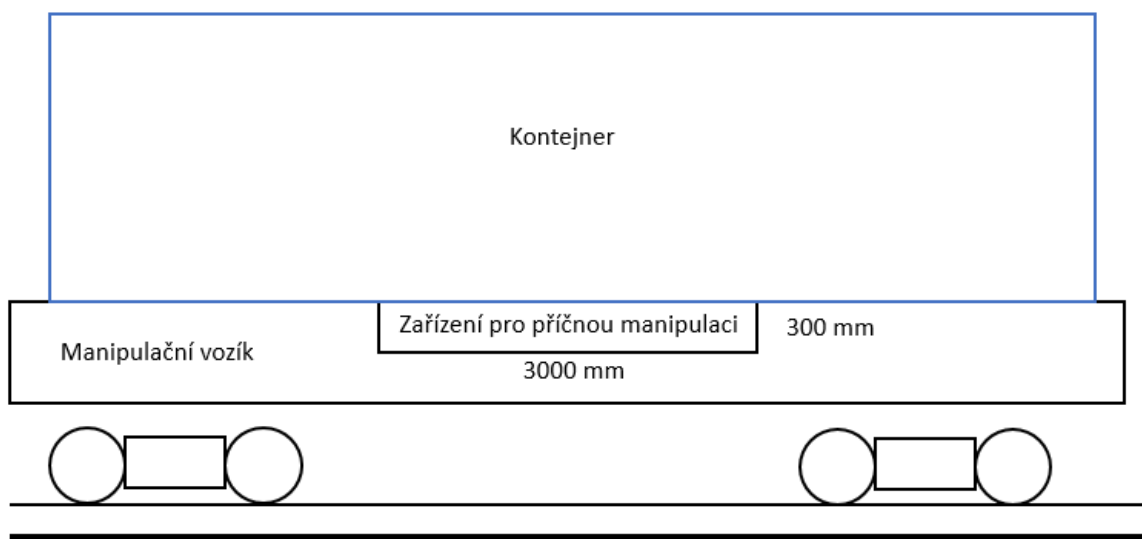
Manipulační vozík se skládá ze dvou základních zařízení ( obr. 35):

- Vozík pro podélný pojezd. Je umístěn na kolejové dráze a přesouvá kontejner mezi železničním vozem a kolotočem.

- Zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnerem. Toto zařízení je umístěno na vozíku pro podélný pojezd. Má za úkol příčné přeložení kontejneru:
  - Odstavné místo – manipulační vozík
  - Manipulační vozík – kolotoč – Manipulační vozík
  - Manipulační vozík – železniční vůz

Úkolem této diplomové práce je navrhnout Zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnerem, který splňuje tyto podmínky:

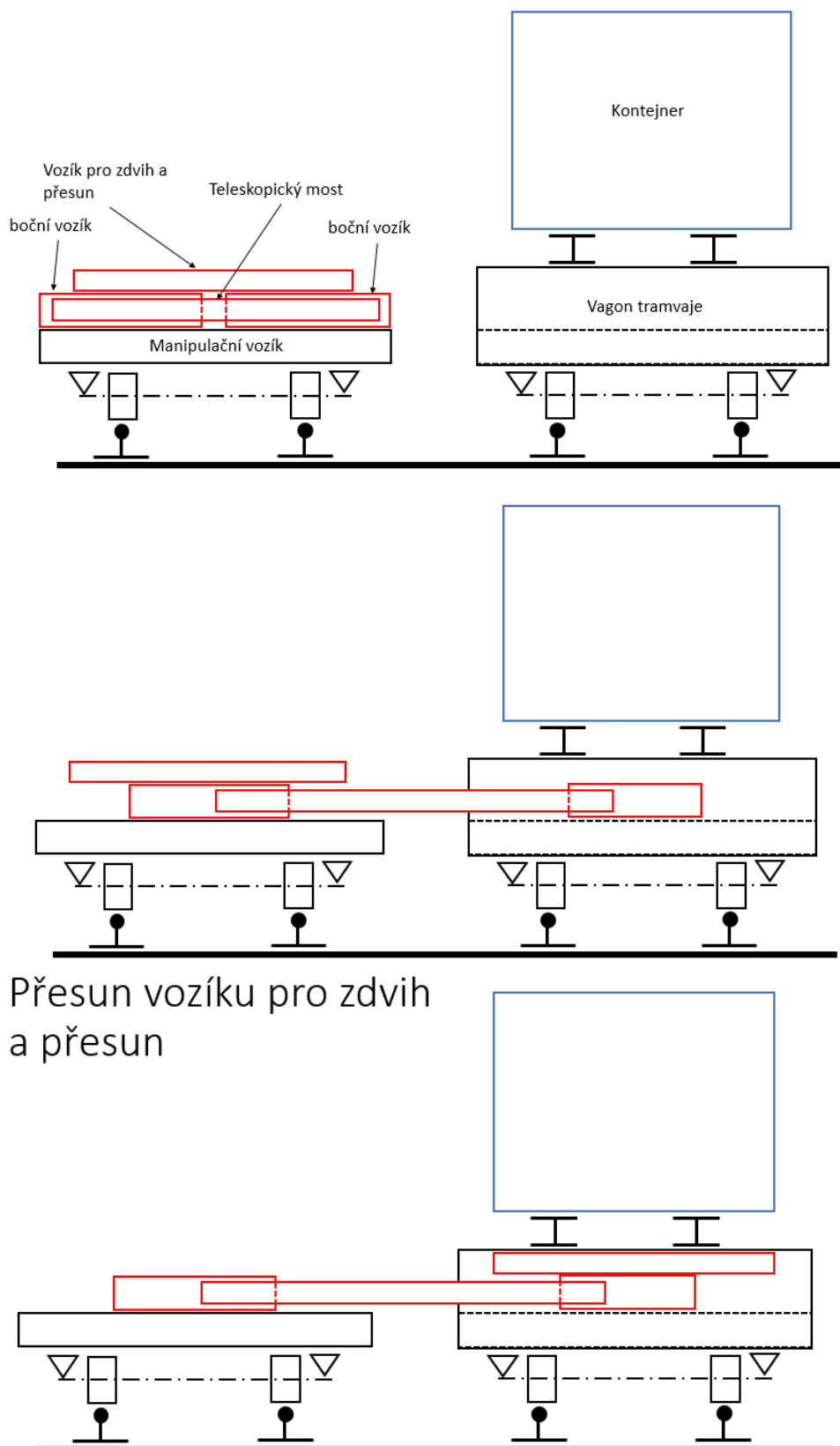
- Celý mechanismus se vejde do prostoru 300 x 3000 x 3000 mm umístěný na manipulačním vozíku
- Mechanismus bude manipulovat s kontejnerem o hmotnosti 17,5 tun
  - 15 tun hmotnost nalisovaného komunálního odpadu
  - 2,5 tun hmotnost prázdného kontejneru
- Funkce zařízení se bude skládat ze tří klíčových mechanismů:
  1. Výsuvného mostu, který překlene vzdálenost mezi manipulačním vozíkem a železničním vozem. Díky tomu umožní přejezd příčného vozíku s kontejnerem.
  2. Příčný vozík, který zajišťuje samotný přesun kontejneru.
  3. Zdvíhací platforma, umístěná na příčném vozíku, která má za úkol přizvednout kontejner, aby ho mohlo být přesunuto.



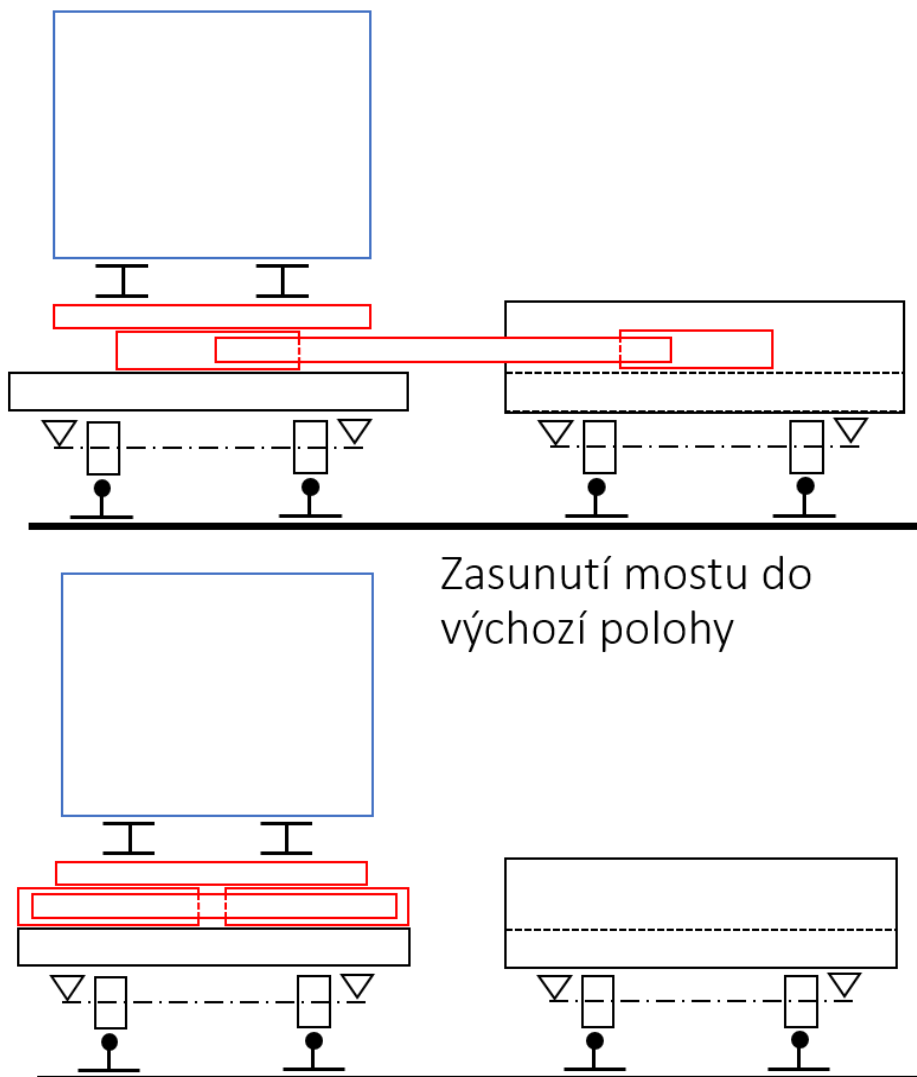
*Obrázek 35 – Boční pohled na manipulační vozík*

Základní princip příčné manipulace s kontejnerem je na obr. 36 a obr. 37.





Obrázek 36 – Schématický popis přesunu kontejneru (část 1.)



Obrázek 37 – Schématický popis přesunu kontejneru (část 2.)

## 5.1. Koncept výsuvného mostu a příčného vozíku

První návrhovou částí je koncepce přemostění mostu.

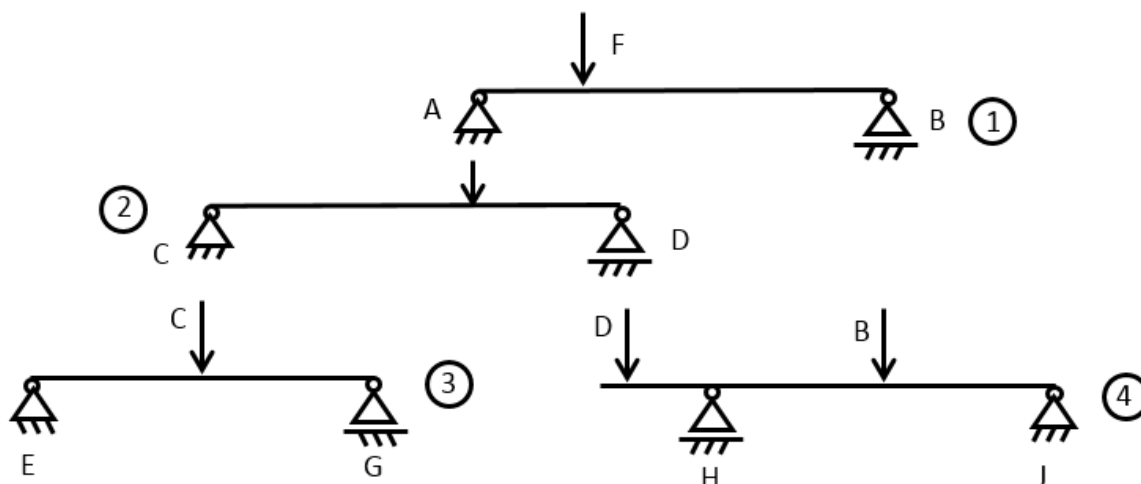
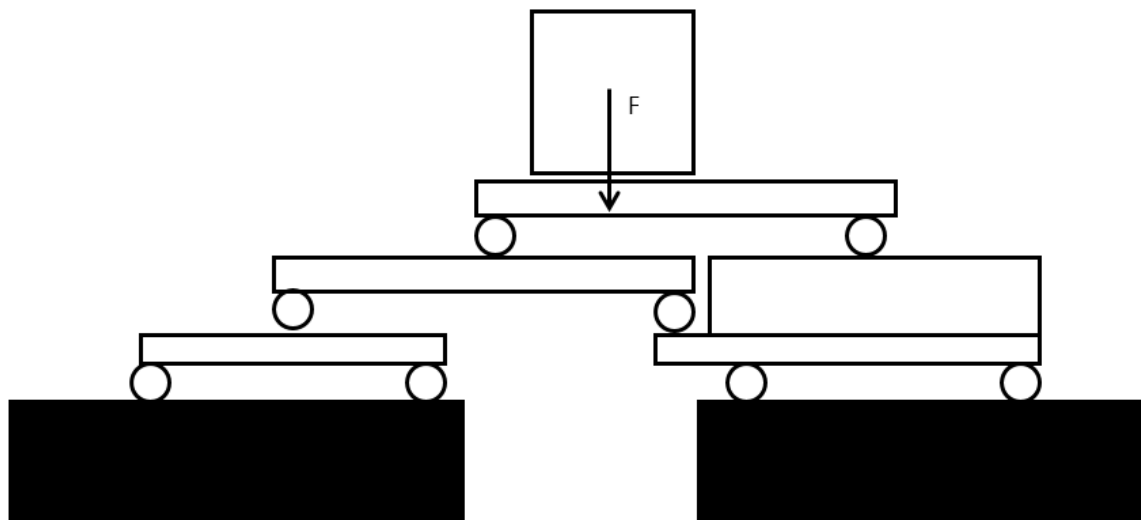
### 5.1.1. Teleskopický most

Jeden z návrhů mostu je konstrukce teleskopického mostu. Funguje na principu teleskopu, který je vhodný pro úsporu místa ve směru výsuvu. Jeho nevýhoda je naopak větší počet komponent, které na sebe musí mít mechanickou vazbu.

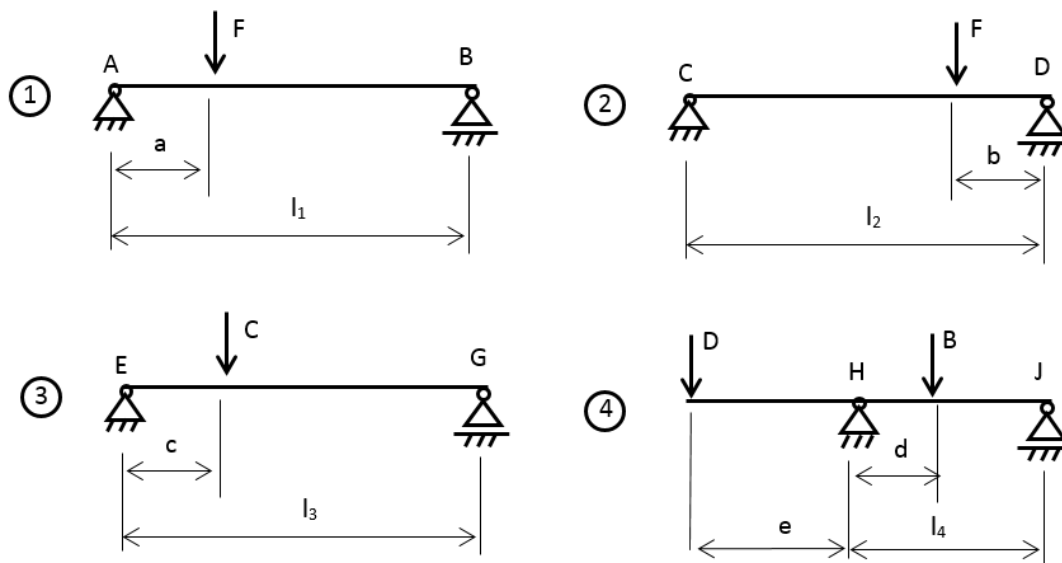
#### 5.1.1.1. Staticky určitý most

První návrh je staticky určitý teleskopický most se dvěma bočními vozíky (obr. 38). Původní koncept se zaměřil na most, který byl sestaven ze dvou částí. Tyto části se vysunují teleskopicky pomocí ozubeného hřebenu s pastorkem či pohybového šroubu. Tento návrh byl zvolen pro svou jednoduchost a statickou

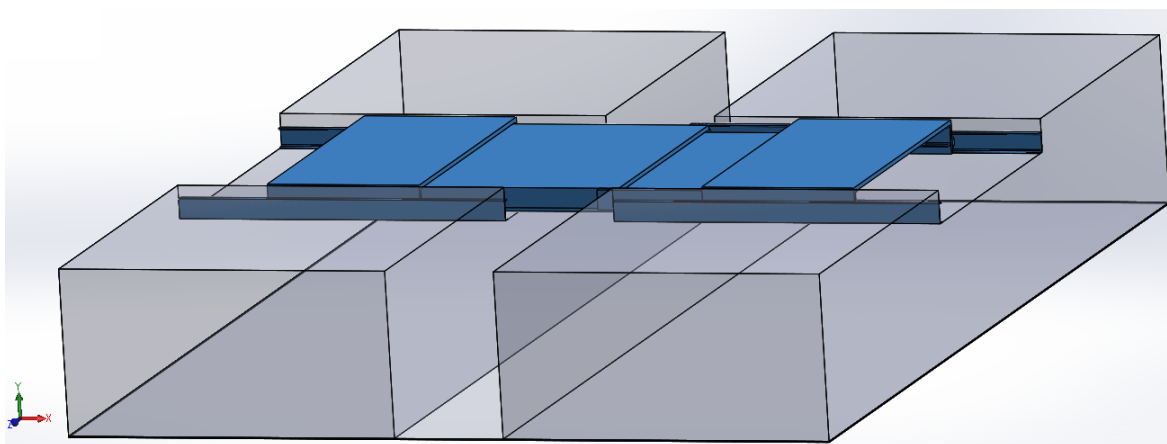
určitost všech částí mostu a bočních vozíků. Návrh přesto nevyhovoval kvůli potřebě symetrického vysouvání na obě dvě strany.



Obrázek 38 – Schéma staticky určitého teleskopického mostu



Obrázek 39 – Schéma působení sil na jednotlivé části mostu



Obrázek 40 – Model konceptu SU mostu

Na obr. 39 je zobrazeno schéma působení sil na jednotlivé části mostu. Schématické uložení nosníku je v reálném stavu reprezentováno pojezdovými rolnami (o kombinovaných rolnách detailně v kapitole 6.2). Pro dimenzování těchto roln je rozhodující radiální síla působící jako reakční síla v uložení. Výpočet vychází ze silové a momentové rovnováhy. Níže je uveden názorný výpočet pro první část mostu.

#### Silová a momentová rovnováha

$$\sum F : F - R_A - R_B = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_A : F \cdot a - R_B \cdot l_1 = 0 \quad (2)$$



### Výpočet reakcí

$$R_B = \frac{F \cdot a}{l_1} \quad (3)$$

$$R_B = \frac{150\,000 \cdot 0,41}{2,385} = 25\,786,16\,N$$

$$R_B = 25\,786,16\,N$$

$$R_A = F \cdot \left( -\frac{a}{l_1} + 1 \right) = 150\,000 \cdot \left( -\frac{0,41}{2,385} + 1 \right) = 124\,213,83\,N \quad (4)$$

$$R_A = 150\,000 \cdot \left( -\frac{0,41}{2,385} + 1 \right) = 124\,213,83\,N$$

$$R_A = 124\,213,83\,N$$

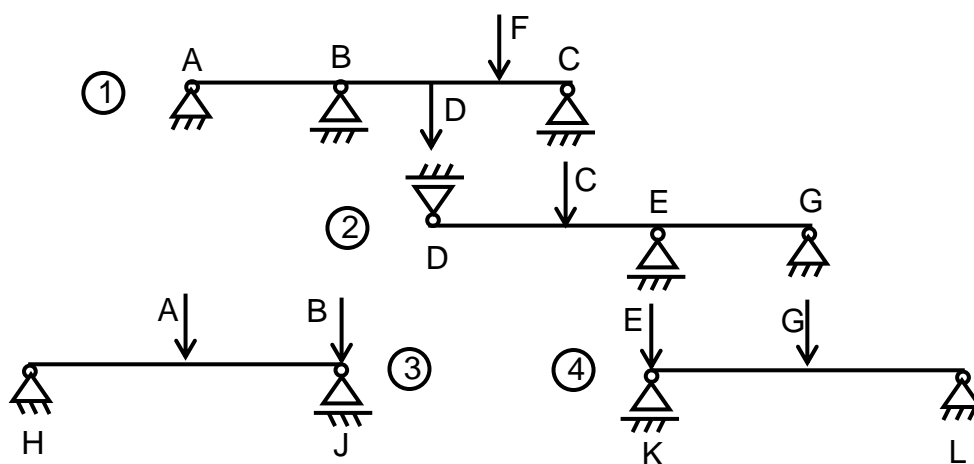
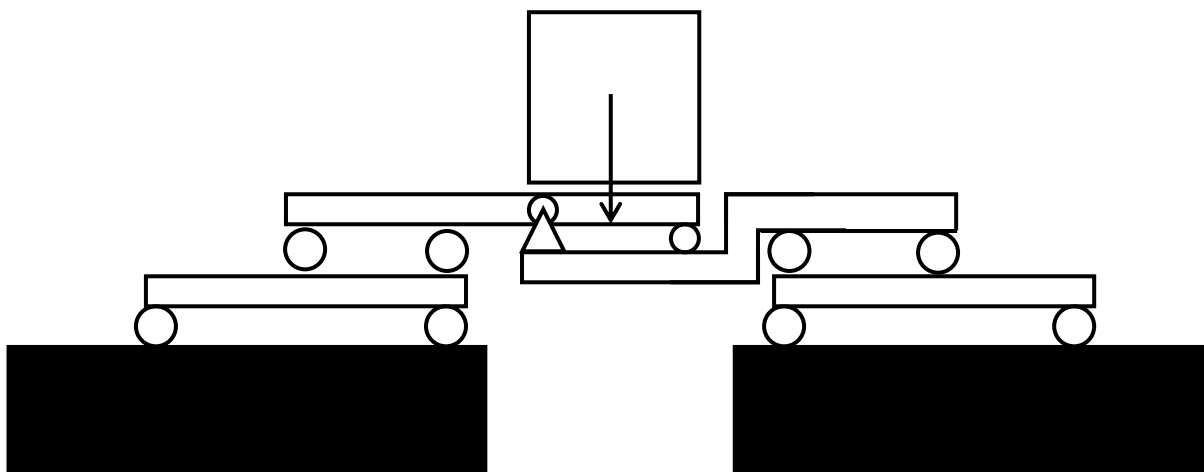
V tab. 5 jsou uvedeny výsledky všech radiálních sil působících na příslušné pojezdové rolly. Radiální síla je poloviční oproti výsledné reakci, protože každá pojezdová rouna musí být v páru dvou roln. Model konceptu je na obr. 40.

Tabulka 5 – Výsledné reakce na SU mostu

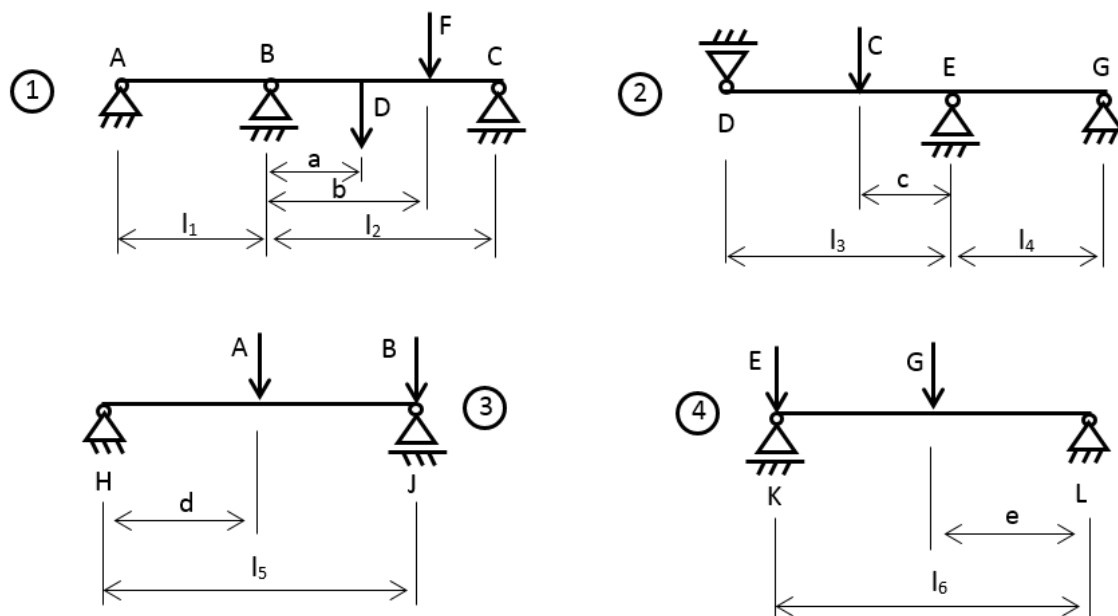
Označení	Výsledná hodnota reakce [N]	Výsledná radiální síla na jednu rounu [N]
A	124 213	62 106,5
B	25 786	12 893,0
C	40 418	20 209,0
D	27 266	13 633,0
E	20 209	10 104,5
G	20 209	10 104,5
H	44 043	22 021,5
J	19 009	9 504,5

#### 5.1.1.2. Staticky neurčitý most

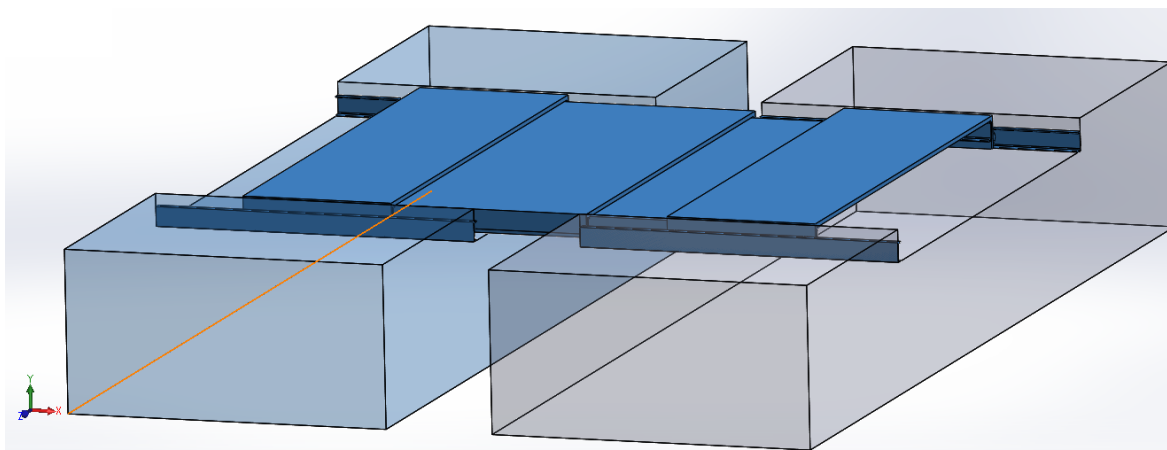
Druhý návrh je staticky neurčitý teleskopický most se dvěma bočními vozíky (obr. 41). Koncept se zaměřil na most, který byl opět sestaven ze dvou částí. Tyto části se vysunují teleskopicky pomocí ozubeného hřebenu s pastorkem či pohybového šroubu. Tento návrh byl pro potřebu symetrického vysouvání na obě dvě strany.



Obrázek 41 – Schéma staticky neurčitého teleskopického mostu



Obrázek 42 – Schéma působení sil na jednotlivé části mostu



Obrázek 43 – Model konceptu SN mostu

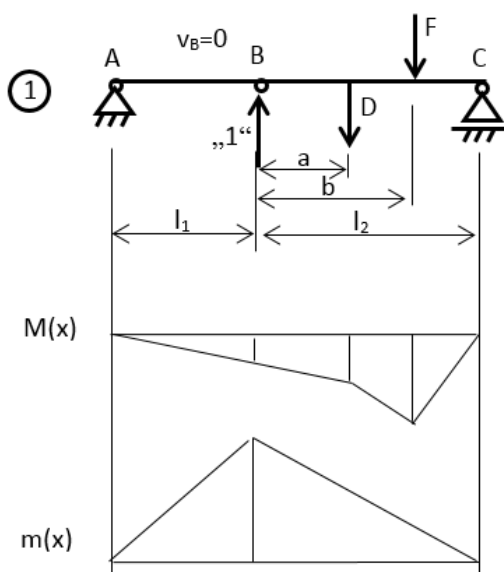
Výpočet reakcí u tohoto modelu je značně složitější než v předchozím případě. Pro nosník číslo 1 (obr. 41) je třeba použít řešení pro staticky neurčitý nosník. Zde jsem využil Mohrova integrálu pro řešení nosníků. Postup je následující (obr. 44). Je třeba odebrat jednu vazbu (např. vazbu B), nahradit ji reakcí a zavést okrajovou podmínku posuvu v tomto bodě. Dále pak použít samotnou Mohrovu metodu. Zavedl jsem si jednotkovou sílu do místa B a řešil momentový průběh  $M(x)$  od síly  $F$  a reakcí a také momentový průběh  $m(x)$  od jednotkové síly na čtyřech částech nosníku. Dále se tyto průběhy momentů dosadí do Mohrova integrálu pro výpočet průhybu v bodě B, který se rovná nule. Stejně postupuji v případě druhého nosníku. Získal jsem tak potřebné dvě rovnice silové rovnováhy z celkových deseti. Následný výpočet hodnot by se provedl maticovou metodou.

#### Průhyb v bodě B

(5)

$$v_B = \frac{1}{EJ_Z} \int M(x) \cdot m(x) dx = 0$$

(6)



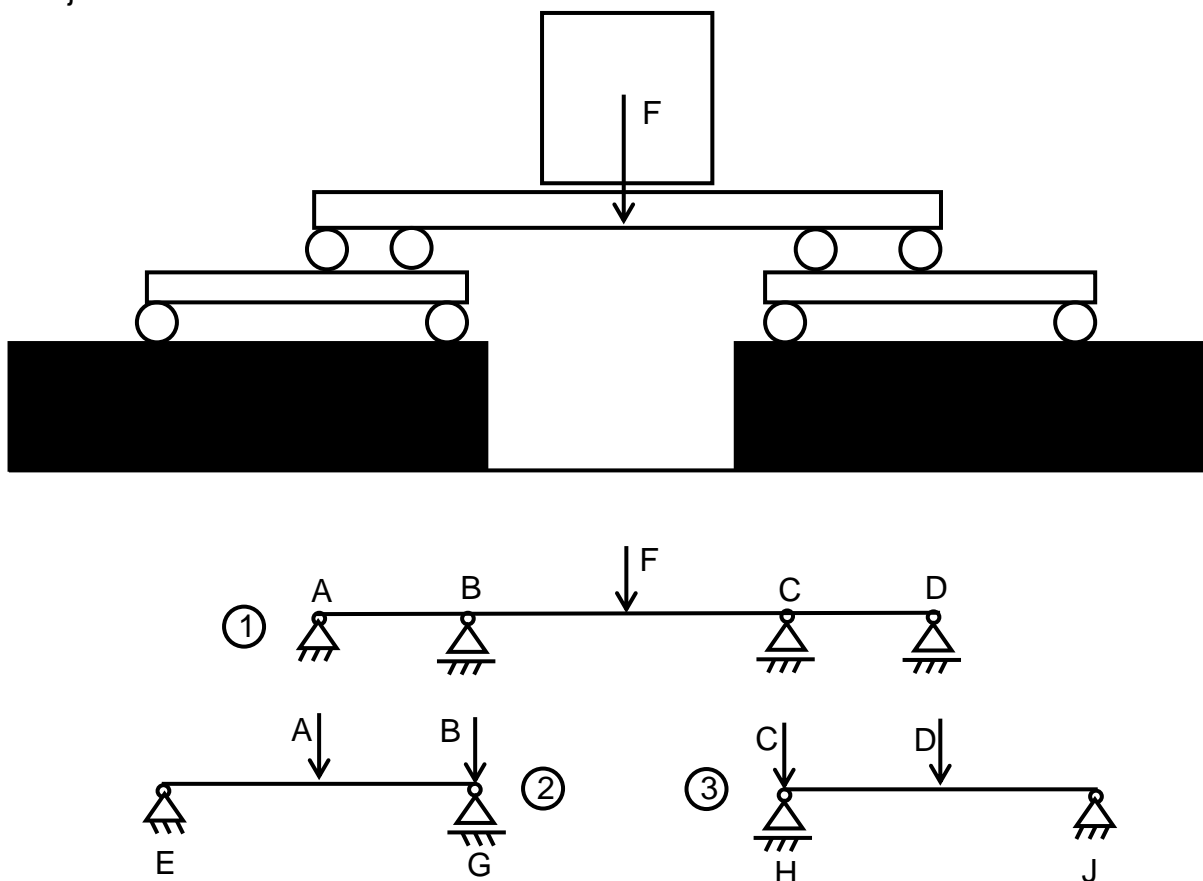
Obrázek 44 – Znázornění výpočtu průběhu momentu na 1. nosníku

### 5.1.2. Jednoduchý most

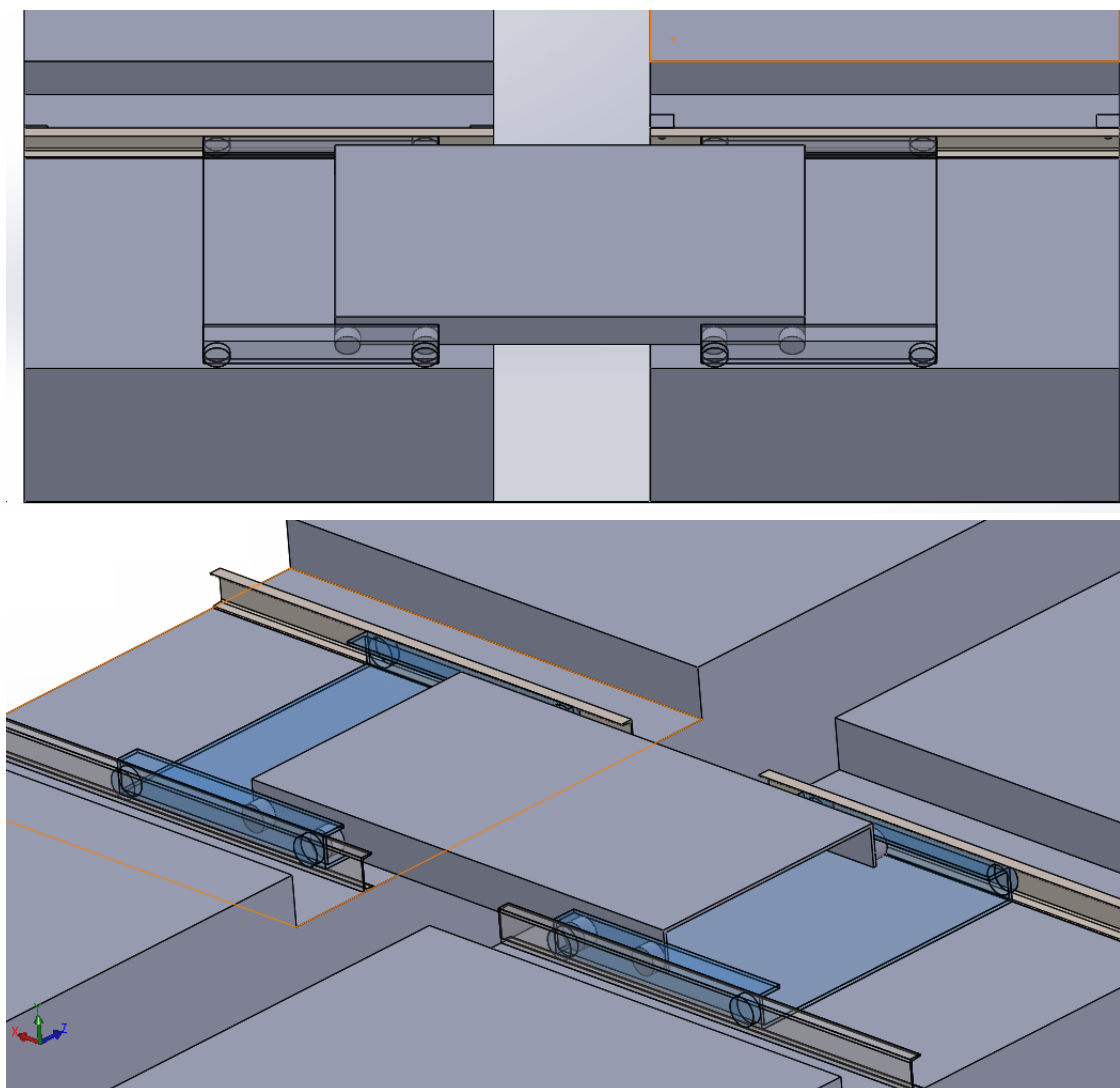
Po rozboru vlastností teleskopického mostu jsem dospěl k názoru, že značně jednodušší variantou bude jednoduchý most z jednoho celku. Eliminuji tím jak problémy se symetrií vysouvání, tak složitost konstrukce. Značně je tím pádem posílena tuhost konstrukce a získáme také více prostoru pro důležité pohonné prvky zařízení.

#### 5.1.2.1. Most s dvěma vozíky

První varianta jednoduchého mostu s dvěma vozíky je na schématu v obr. 45. Princip uspořádání je zřejmý na modelu z obr. 46. Při vysunutí jeden vozík zůstává na manipulačním vozu a druhý se přesune na druhou stranu na železniční vůz. V tomto případě musí most mít čtyři pojezdové rolly na každé straně. Díky tomu se stává dvakrát staticky neurčitým. Další nevýhoda je značné zatížení mostu v okamžiku výsuvu, kdy pravý vozík přejíždí mezeru a má tendenci se překlápět vlivem své hmotnosti. V tomto případě je ztížené zasunutí vozíku do protější kolejnice.



Obrázek 45 – Schéma mostu se dvěma vozíky

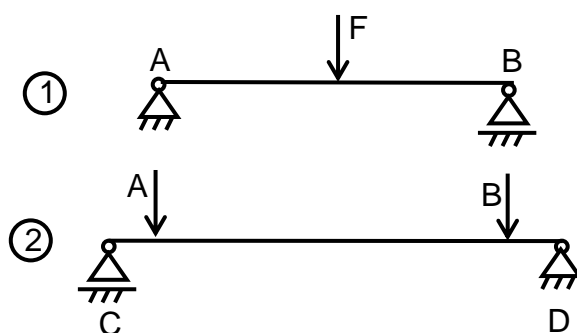
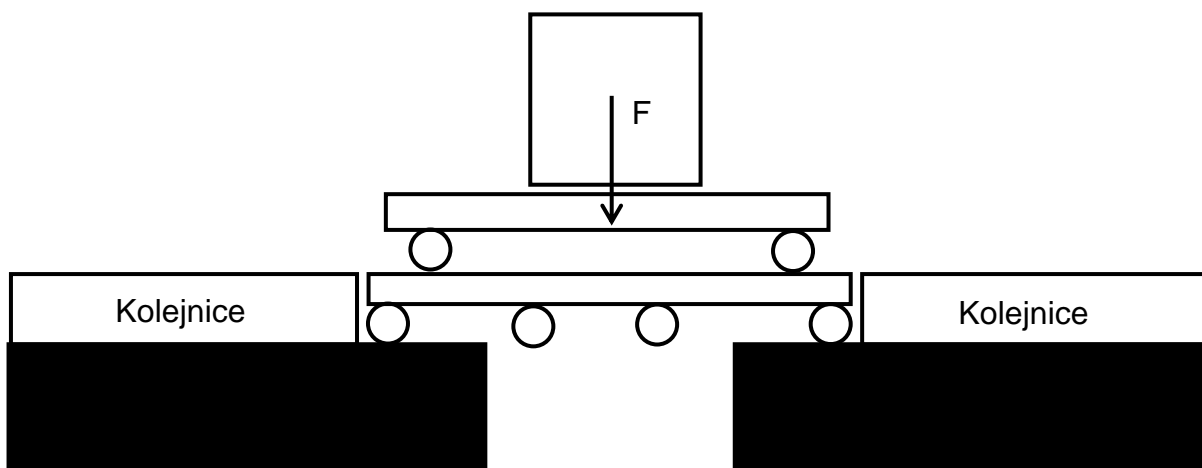


Obrázek 46 – Model mostu se dvěma vozíky

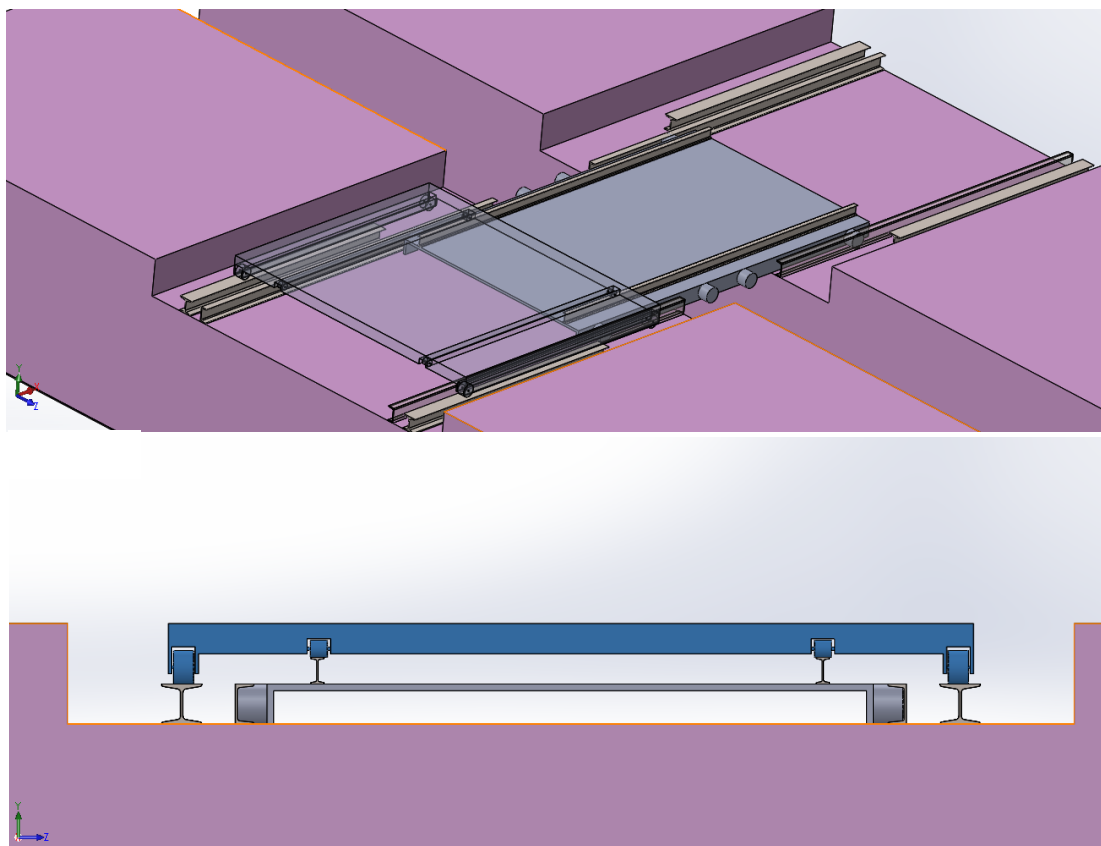
#### 5.1.2.2. Koncept jednoho vozíku

Po zhodnocení negativ předchozího konceptu jsem navrhl řešení s jedním pojezdovým vozíkem. Schéma je na obr. 47. Tato varianta se už velmi přibližuje variantě finální. Hlavním principem je přejezd příčného vozíku přes celou délku mostu z manipulačního vozu na železniční vůz. Vozík pojíždí po kolejničích, které jsou umístěné jak na vozech, tak na mostu. Pro pojezd využívá čtyři vnitřní a čtyři vnější pojezdové rolly. Vnitřní rolly pojíždějí po mostu. Rozmístění rolen a kolejnic (včetně jejich délky) je koncipováno tak, aby vozík při přejezdu využíval střídavě jen čtyři rolly. Je tak docíleno statické určitosti. Výjimka je pouze při nájezdu vozíku na most, kdy si vnitřní rolly najedou na most a poté teprve vnější rolly sjedou z kolejnic na vozu. Stejnou strategii jsem použil při umístění pojezdových rolen mostu. Na každé straně jsou čtyři. Jsou umístěné tak, aby v každou chvíli byly v kontaktu s kolejnicí alespoň dvě na každé straně. V pracovní poloze při největším zatížení je most staticky určitý. Pro detailní představu, jak je celá sestava s jedním vozíkem složená, jsem vytvořil model ( obr. 48).





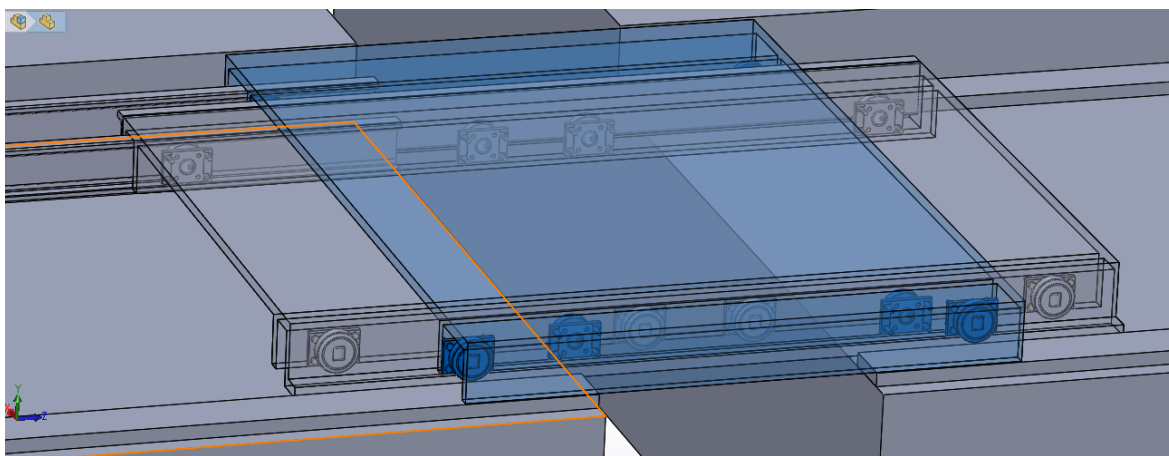
Obrázek 47 – Schéma s jedním vozíkem



Obrázek 48 – Model mostu s jedním vozíkem

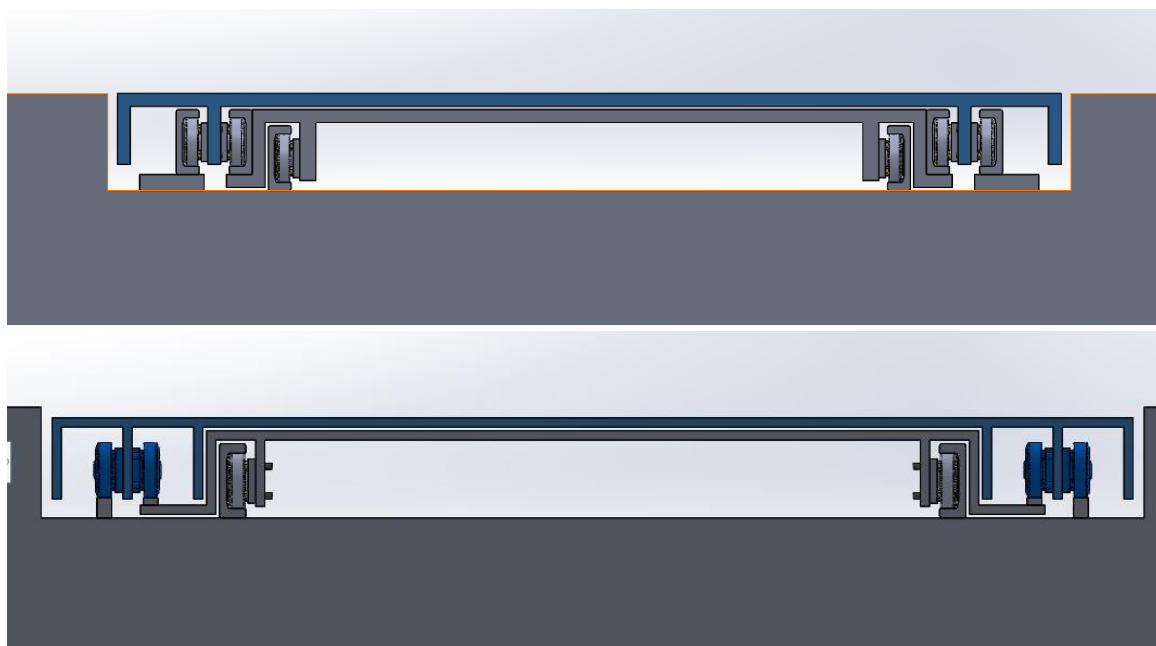
### **5.1.3. Umístění pojezdových rolen**

Po volbě konceptu jednoho vozíku následuje jeho detailnější zpracování. Z požadavku na prostorové uspořádání komponent a zvětšení délky vozíku na co možná největší rozměr, jsem dospěl k závěru na přesunutí pojezdových kolejnic nacházejících se na mostu. Tyto kolejnice budou přesunuty ke krajům mostu a budou tak ve stejné úrovni jako pojezdové kolejnice mostu ( obr. 49). Je tak docíleno maximalizování délky vozíku. To je z důvodu realizace zdvižného a uchopovacího zařízení kontejneru právě na příčném vozíku. Pro dosažení maximální stability usazení kontejneru na zařízení, se musí délka přibližovat maximálnímu dovolenému rozměru 3 000 mm na délku.

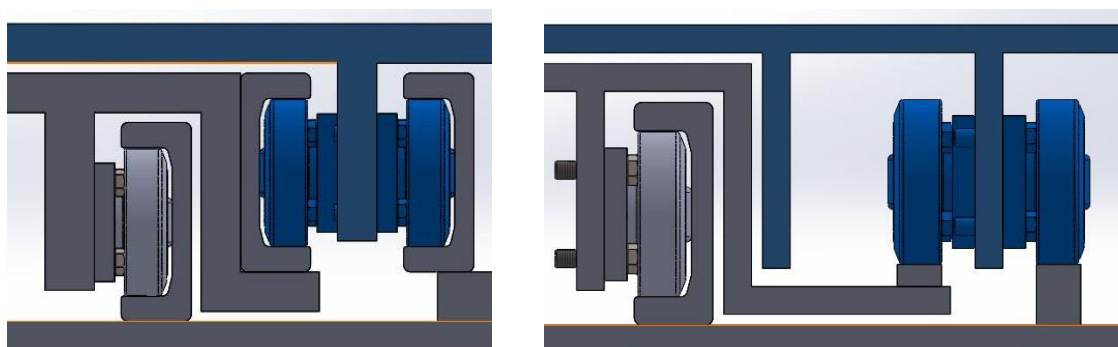


*Obrázek 49 – Model s rolnami na stranách mostu*

Pojezdové rolly jsou v praxi využívány řadu let. Jako jejich pojezdová dráha je využíváno mnoho rozličných profilů a řešení na bázi kolejnic. Na obr. 50 a na detailu v obr. 51 můžeme vidět dvě varianty řešení. Mostové rolly pojíždí ve výrobci doporučených kolejnicích tvaru U. Vozíkové rolly mají tu samou možnost, nebo je možné realizovat jejich pojezd na obdélníkových kolejnicích. V druhém případě je třeba řešit pojištění vozíku v axiálním směru rolen tak, aby nedošlo k odskočení vozíku z dráhy (např. pojistným čepem).



*Obrázek 50 – Porovnání variant řešení pojezdu*



*Obrázek 51 – Porovnání řešení pojezdu*

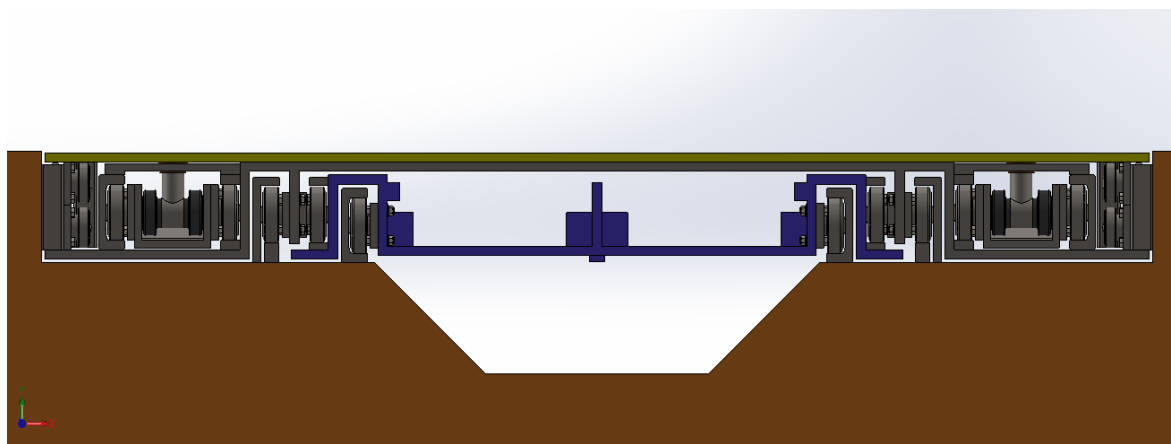
## 6. Návrh a řešení vybrané varianty

V následující kapitole jsem vyřešil celou zvolenou variantu této práce, včetně všech dílčích funkcí.

### 6.1. Vybraná varianta zařízení

Finální řešení konstrukce zařízení je patrná z obr. 52. Pro splnění všech požadavků na tuto práci jsem navrhl toto modifikované řešení, nastíněné už v předchozích kapitolách. Zařízení se skládá ze tří hlavních komponentů:

1. Most (zabarvený modře), který má za úkol se vysunout a přemostit vzdálenost mezi podélným manipulačním vozem a železničním vozem.
2. Příčný vozík (zabarvený šedě), který pojíždí přes most a nese na sobě zdvižné zařízení.
3. Zdvižná platforma (zabarvená zeleně), která vykonává svislý pohyb pro zdvih kontejneru.



*Obrázek 52 – Finální varianta konstrukčního řešení*

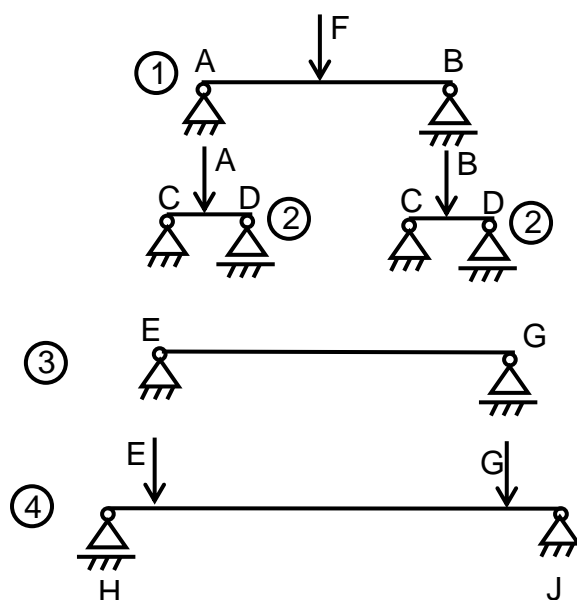
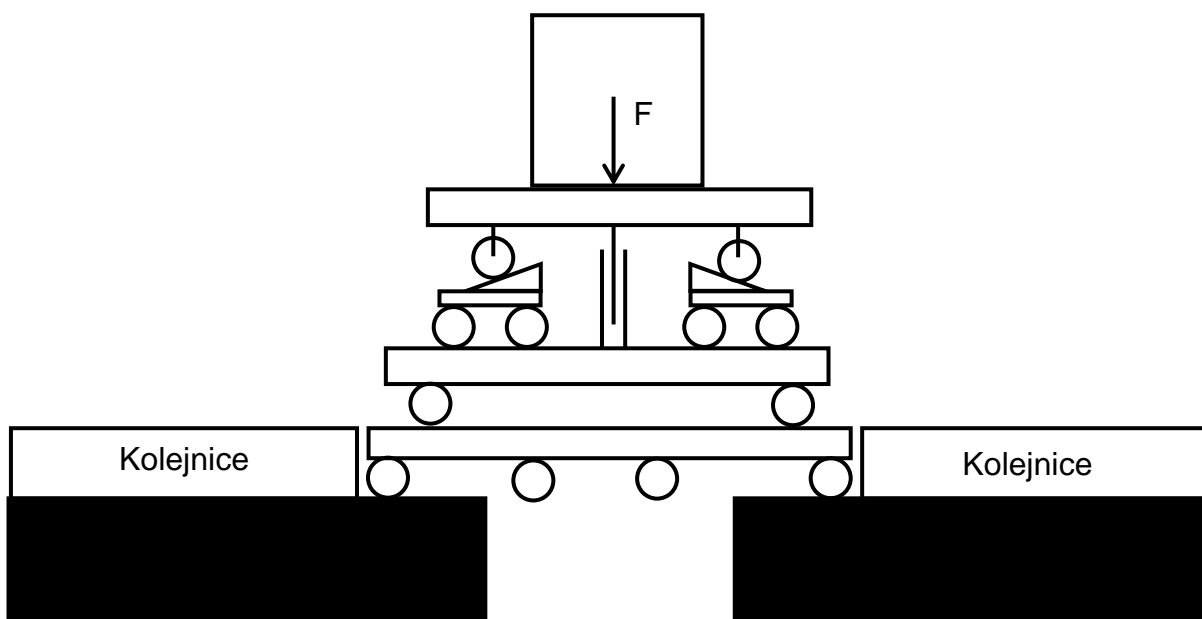


Obrázek 53 – Detail na konstrukční řešení

Na obr. 53 je detail předchozího obrázku zaměřený na pravou část. Je zde vidět systém pohybových roln a kolejnic každého ze tří hlavních komponentů. Na konstrukci mostu je připojena rolna 1, která pojíždí v U kolejnici. Z jinak rovného plechu mostní konstrukce je v místě pro kolejnici vytvořena „kapsa“, ve které je rolna přimontována. Na kraji mostu pojíždí rolna 2. Tato rolna, stejně jako rolna 3 slouží pro pojezd příčného vozíku. Rolna 2 pojíždí po ocelové tyči obdélníkového průřezu a je jištěna ze shora stejnou přivařenou tyčí. V axiálním směru je rolna vedena samotnou konstrukcí mostu. Je tak docíleno stejného efektu kolejnice profilu U jako v případě rolny 1. Tento samý princip byl použit i u rolny 3, který pojíždí taktéž po obdélníkové tyči, umístěné na konstrukci manipulačního vozu (hnědá barva). Tyč má specifickou výšku tak, aby bylo docíleno souslosti rolny 2 a 3. Tato podmínka je velmi důležitá, bez ní by se příčný vozík nemohl naklápět právě kolem této osy. Dále zde máme rolny 4 a 5, které jsou připojeny na klínovém vozíku. Klínový vozík je důležitý prvek pro zdvih (detailně v kapitole 6.5). Rolny 6 a 7 jsou přivařeny ke společné konstrukci, pojíždějí na klínovém vozíku a přes kruhovou tyč jsou připojeny ke zdvižné platformě. Rolny 9 a 10 jsou staticky připojeny k příčnému vozíku. Mají za úkol přenášet příčné a podélné zatížení od přesouvaného kontejneru.

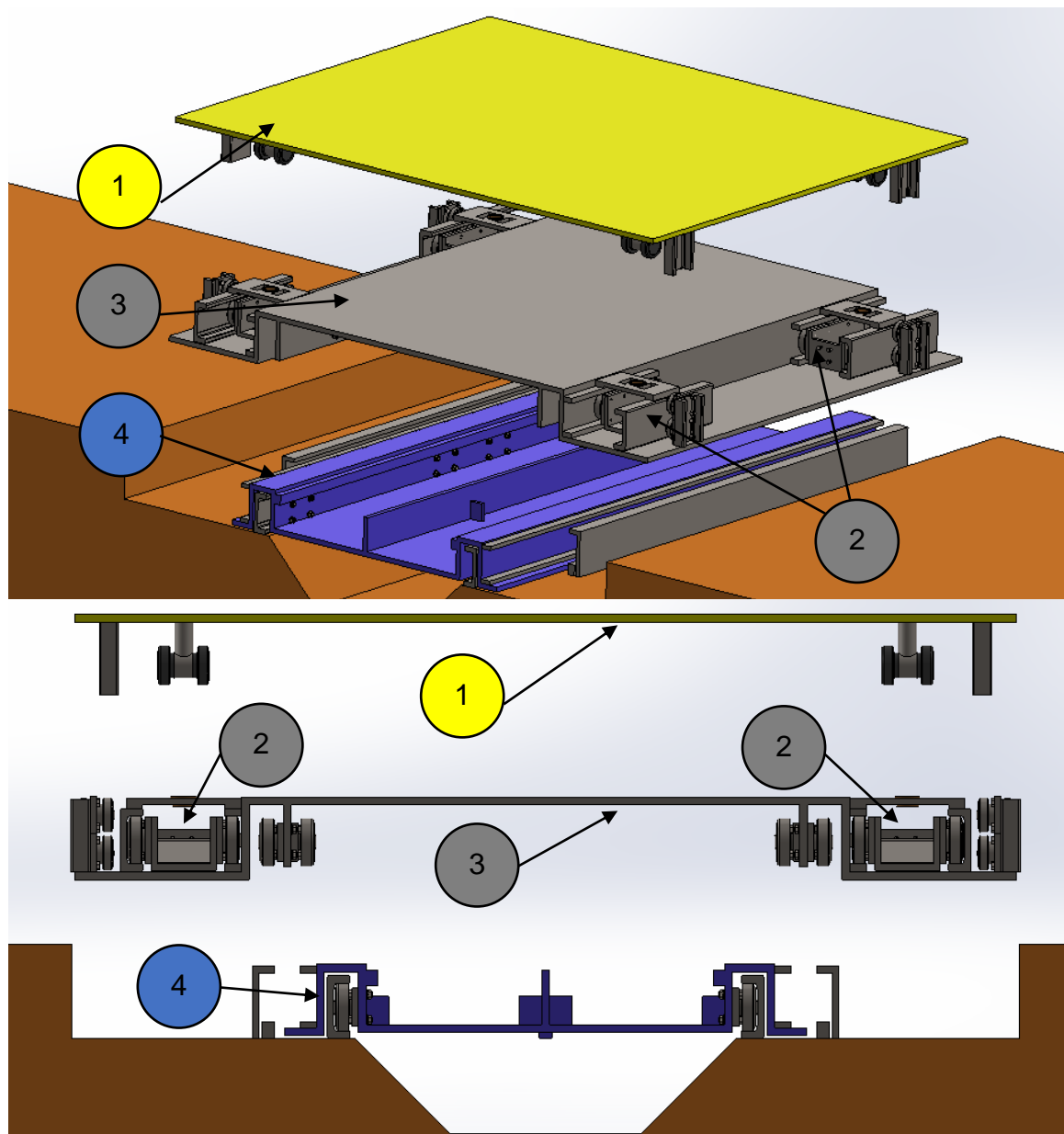
Schematicky znázorněné uspořádání celé sestavy je na obr. 53.





Obrázek 54 – Schéma vybraného řešení

Pro detailnější představu uspořádání hlavních komponent, je na obr. 55 vložen rozklad součástí. Popis je stejný jako u předchozích obrázků a jednotlivé pozice a číslování si odpovídá. V dalším detailnějším popisu jednotlivých komponent je zachována posloupnost komponent i označení rolí. Na pozici 1 je zdvižná platforma, na pozici 2 klínové vozíky, na pozici 3 příčný vozík a na pozici 4 je most.



Obrázek 55 – Rozklad součástí

## **6.2. Pojezdové rolny**

Pojezdové rolny využívají vlastnosti valivých ložisek pro lineární manipulaci. Příklad zařízení využívající pojezdové rolny je na obr. 56. Jedná se o zařízení pro příčnou a vertikální manipulaci s paletami. [19]



*Obrázek 56 – Zařízení pro příčnou a vertikální manipulaci palet [19]*

Tyto komponenty jsou pak využívány v široké řadě aplikací [19]:

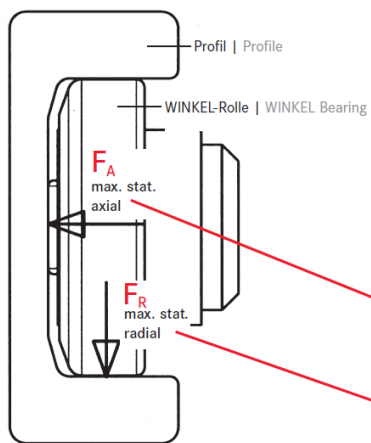
- Automobilový průmysl
- Výroba v letadlovém průmyslu
- Výroba stavebních materiálů
- Balicí a manipulační stroje
- Vybavení dopravníků
- Zpracovatelský průmysl

Využitím těchto komponent ve strojích pro zdvih a manipulaci, dosahujeme značných ekonomických úspor. Výhody jsou [19]:

- Redukce ceny na konstruování a produkci
- Zvýšená únosnost pro radiální a axiální síly
- Speciální profily kolejnic, odolné jak pro vysoké statické, tak i dynamické zatížení
- Lepší rozložení sil v kolejnici
- Vyšší životnost ložisek i kolejnic
- Ekonomická montáž
- Snadná zaměnitelnost dílů

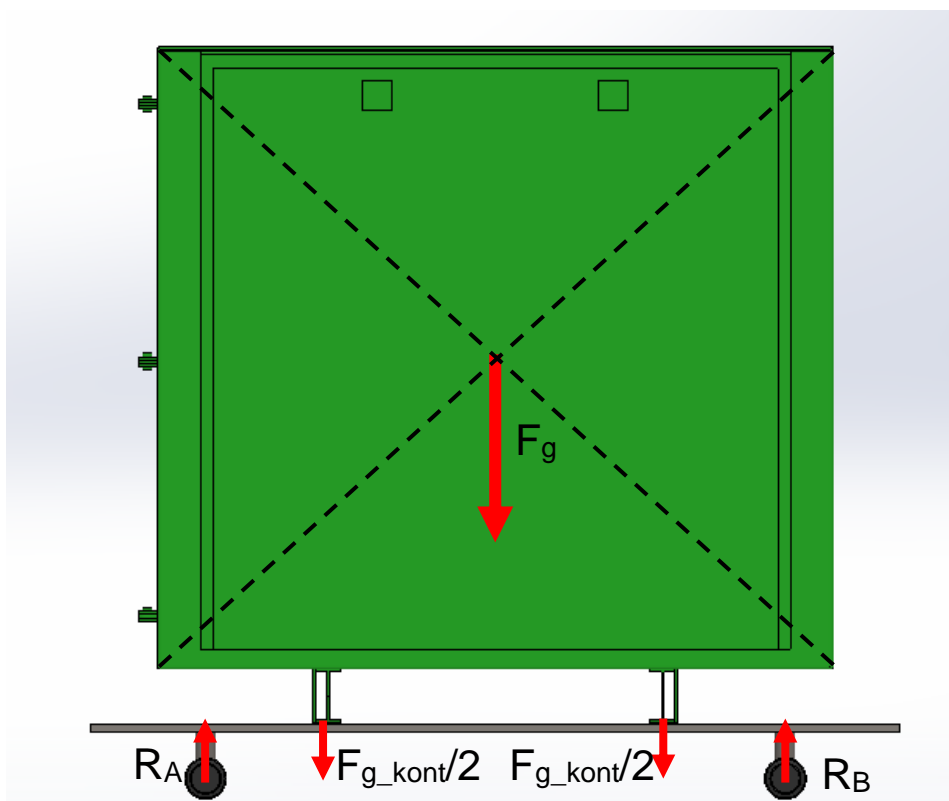
Rolny se vyrábějí ve třech materiálových variantách. Z polyamidu, vulkollanu a oceli. Pro tuto aplikaci jsou vhodné rolly z oceli. Vnější kroužky jsou vyrobeny z kalené oceli UNI 16 CrNi 4 zakalené na tvrdost 62+2HRC. Vnitřní kroužky jsou vyrobeny z oceli En 31-SAE 52100 s tvrdostí 62-2HRC. Pracovní teploty jsou v rozmezí  $-20^{\circ}\text{C}$  až  $+80^{\circ}\text{C}$  s maximální teplotou až  $+250^{\circ}\text{C}$ . Maximální rychlosti pro ocelové rolly jsou 3 m/s a pro polyamidová 6 m/s. Kolečnice jsou vyrobeny z oceli S450 válcované za tepla. [19]

Hlavním parametrem pro výpočet je radiální síla působící na rolnu ( obr. 57). Je třeba všechny komponenty zjednodušit na model zatížených nosníků.



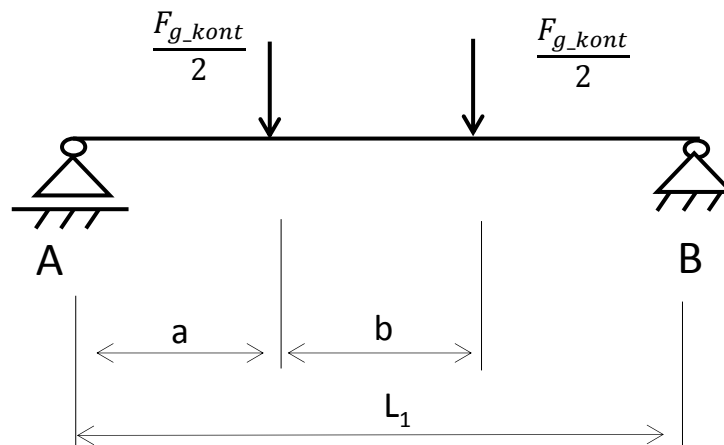
Obrázek 57 – Schéma rolly v kolejnici [19]

### 6.2.1. Zdvížná platforma



Obrázek 58 – Umístění kontejneru na zdvižné platformě

Kontejner je usazen na dvou I profilech ( obr. 58). Pro zjednodušený výpočetní model lze uvažovat rozložení tíhové síly kontejneru  $F_{g\_kont}$  na dvě poloviční síly, které rovnoměrně působí na zdvižnou platformu. Díky symetričnosti umístění lze jednoduše určit, že obě reakce se rovnají a každá z nich se též rovná polovině tíhové síly  $F_{g\_kont}$ . Viz. Schéma na obr. 59.



Obrázek 59 – Schéma zdvižné platformy

**Silová rovnováha** (7)

$$\sum F_y : 2 \frac{F_{g\_kont}}{2} - R_A - R_B = 0 \quad (8)$$

**Výpočet reakcí**

$$R_B = R_A = \frac{F_{g\_kont}}{2} \quad (9)$$

$$R_B = R_A = \frac{175\,00}{2}$$

$$R_B = R_A = 87\,500\,N$$

V tomto případě jsou součástí zdvižné platformy čtyři zdvižné tyče. Na každé tyči jsou přivařeny dvě rolny ( obr. 60). Proto na každou rolnu působí radiální síla  $F_{R1}$ .

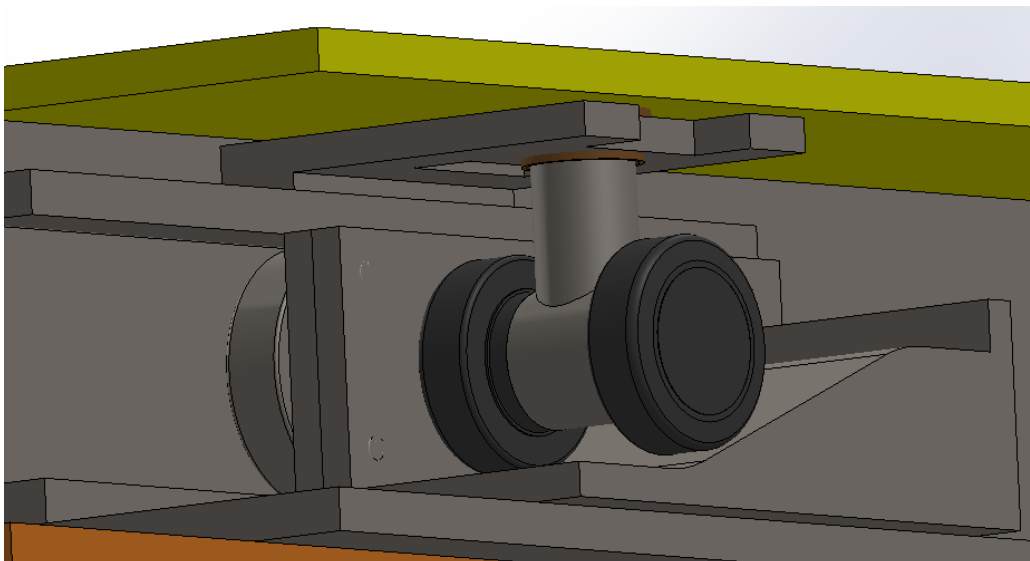
**Radiální zatížení**

$$F_{R1} = \frac{R_A}{4} \quad (10)$$

$$F_{R1} = \frac{87\,500}{4}$$

$$F_{R1} = 21\,875\,N$$



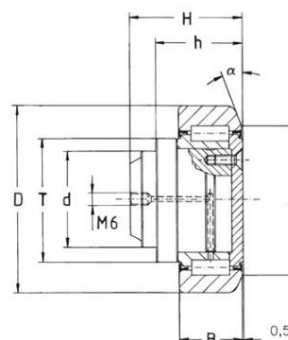


Obrázek 60 – Zdvížná tyč se dvěma rolkami

Vzhledem k tomu, že tyto rolky pojíždějí jen po velmi krátké vzdálenosti (350 mm v jednom směru), lze zanedbat kontrolu trvanlivosti pro dynamicky namáhaná ložiska. V tomto případě jsem provedl kontrolu statické únosnosti ložiska. [20]

### Volba rolky

Pro tuto aplikaci jsem zvolil radiální rolku 2.062. Je to z důvodu působení pouze radiální síly na rolku. Zdvížná tyč se pohybuje pouze ve svislém směru a nepřenáší na rolku jinou sílu než v radiálním směru. Schéma radiální rolky je na obr. 61, rozměry v tab. 6 a možnosti zatížení v tab. 7.



Obrázek 61 – Schéma radiální rolky [19]

Tabulka 6 – Rozměry rolky 2.062 [19]

Typ	D [mm]	T [mm]	D - 0,05 [mm]	H [mm]	h [mm]	B [mm]	A [mm]	$\alpha$ [°]
Hodnota	123	80	60	67,8	51,5	37	92	20

*Tabulka 7 – Vlastnosti zatížení rolny 2.062 [19]*

Veličina	Znak	Hodnota	Jednotka
Radiální síla	$F_{Rmax}$	33,9	kN
Dynamická únosnost	$C$	110	kN
Statická únosnost	$C_0$	132	kN
Maximální otáčky	$n_{max}$	550	1/min
Hmotnost	$m$	4	kg

### **Radiální ekvivalentní statické zatížení**

$$P_{0R} = F_{R1} \cdot X_0 + F_A \cdot Y_0 \quad (11)$$

$F_A \cdot Y_0 = 0$  – nepůsobí zde žádné axiální zatížení

$$P_{0R} = 21\,875 \cdot 1$$

$$P_{0R} = 21\,875 \text{ N}$$

### **Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení**

$$s_0 = \frac{C_{0R}}{P_{0R}} \quad (12)$$

$$s_0 = \frac{132\,000}{21\,875}$$

$$s_0 = 6,034$$

Dle [20] se tento koeficient porovnává s nejnižším přípustným koeficientem bezpečnosti pro daný typ ložiska a pohyb ložiska. Pro tento způsob namáhání  $s_{0min} = 3$

$$s_0 > s_{0min} \quad (13)$$

$$6,034 > 3 \text{ Splněno}$$

### **Součinitel bezpečnosti**

$$F_R < F_{Rmax} \quad (14)$$

$$21\,875 \text{ N} < 33\,900 \text{ N} \text{ Splněno}$$

$$k = \frac{F_{Rmax}}{F_{R1}} \quad (15)$$

$$k = \frac{33\,900}{21\,875}$$

$$k = 1,55$$

Pro vyhnutí se opotřebení kolejnice, která není kalená, neměl by tlak mezi rolnou a kolejnici přesáhnout  $900 \text{ N/mm}^2$ . [19] Kontrola je provedena pomocí výpočtu Hertzova tlaku pro styk válce s rovinou. [21]

#### **Velikost spojitého zatížení**

$$q_0 = \frac{F_{R1}}{B} \quad (16)$$

$$q_0 = \frac{21\,875}{37}$$

$$q_0 = 591,22 \text{ N/mm}$$

#### **Poloosa dotykové plochy**

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{q_0 \cdot d}{E}} \quad (17)$$

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{591,22 \cdot 123}{210\,000}}$$

$$b = 0,74 \text{ mm}$$

#### **Hertzův tlak**

$$p_{max} = \frac{4 \cdot q_0}{\pi b} \quad (18)$$

$$p_{max} = \frac{4 \cdot 591,22}{\pi \cdot 0,74}$$

$$p_{max} = 893,82 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{Dmax} > p_{max} \quad (19)$$

$$900 \text{ N/mm}^2 > 893,82 \text{ N/mm}^2 \text{ Splněno}$$

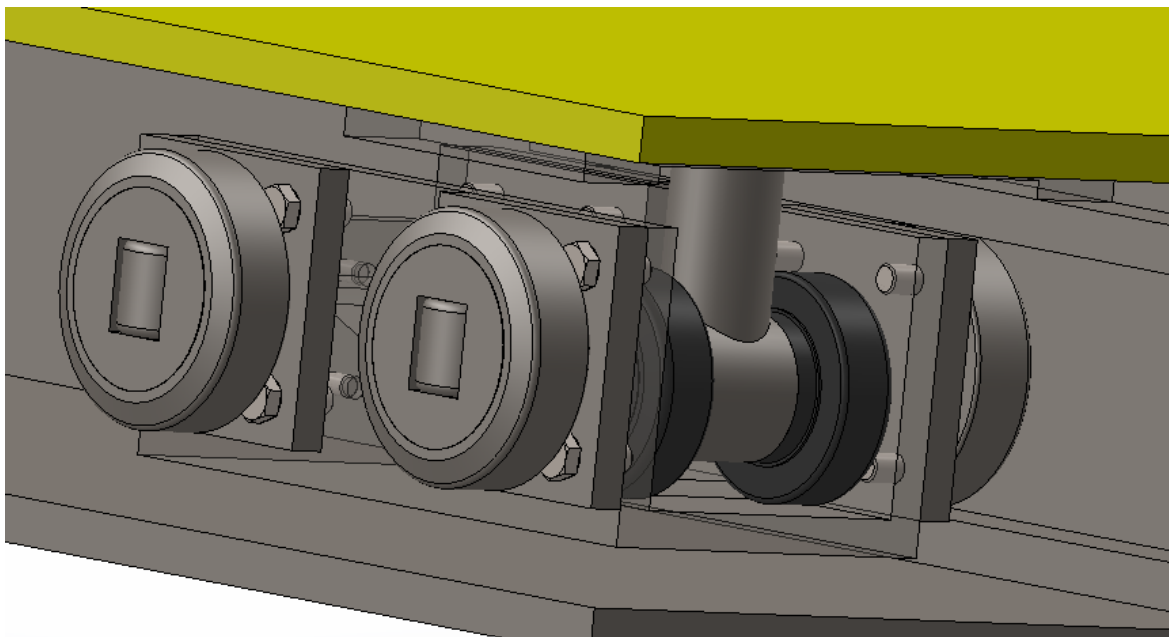
### **6.2.2. Klínový vozík**

Jak je vidět na obr. 60, radiální rolna pojíždí po klínu (detailně na obr. 11). Tento vozík je posouván díky lineárnímu pohonu. Abych minimalizoval odpory vozíku, navrhl jsem ho se čtyřmi pojezdovými rolnami, které pojíždějí v kolejnici profilu U ( obr. 53). Rolny připojené na zdvižnou tyč pojíždí po vozíku a působí na něj silou rovnou:

$$2F_{R1} = 2 \cdot 21\,875 = 43\,750 \text{ N} \quad (20)$$

Tato síla se distribuuje do rolen na klínovém vozíku v závislosti na poloze radiálních rolen. Pokud je rolna v horní úvrati ( obr. 62) je pár rolen vpravo zatížen maximální radiální silou  $21\,875 \text{ N}$  na rolnu, druhý pár rolen vlevo je odlehčen. Ta samá situace nastává v dolní úvrati s opačným zatížením. Pokud se radiální rolly

nacházejí uprostřed klínového vozíku, distribuuje se zatížení rovnoměrně a radiální síla na jednu rolnu je 10937,5 N. Tato lineární závislost reakcí na vzdálenosti působíště radiální síly a je dobře patrná z obr. 63 a obr. 64.



*Obrázek 62 – Klínový vozík*

#### **Silová a momentová rovnováha**

$$\sum F_y : F - R_C - R_D = 0 \quad (21)$$

$$\sum M_C : F \cdot a - R_D \cdot l_2 = 0 \quad (22)$$

#### **Výpočet reakcí**

$$R_D = \frac{F \cdot a}{l_2} \quad (23)$$

$$R_D = \frac{21\,875 \cdot 0,25}{0,25}$$

$$R_D = 21\,875 \text{ N}$$

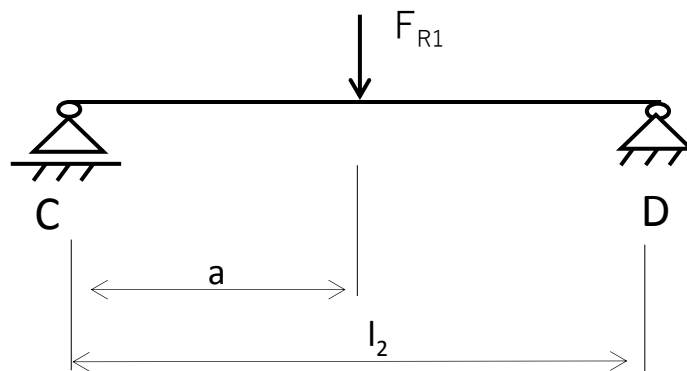
$$R_C = F - R_D \quad (24)$$

$$R_C = 21\,875 - 21\,875$$

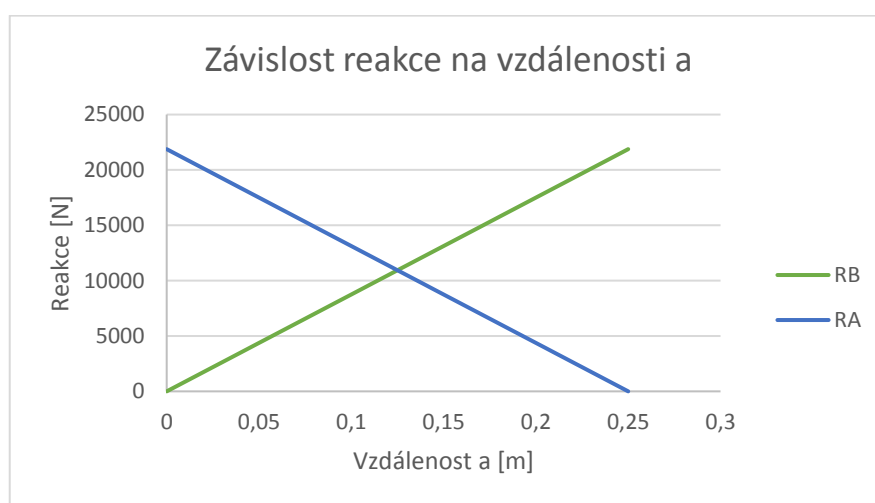
$$R_C = 0 \text{ N}$$

#### **Radiální zatížení**

$$F_{R2} = R_D = 21\,875 \text{ N} \quad (25)$$



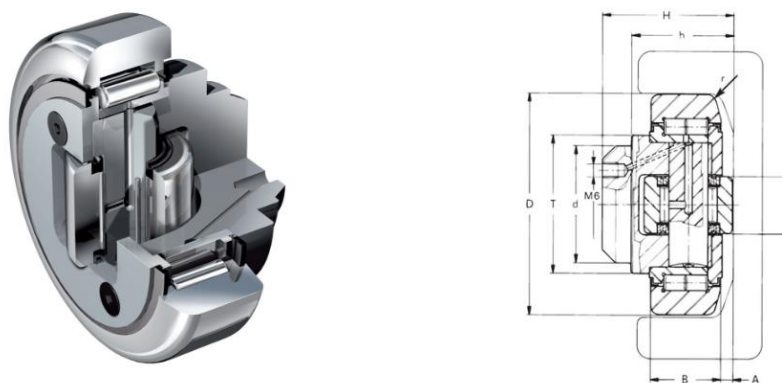
Obrázek 63 – Schéma klínového vozíku



Obrázek 64 – Závislost reakcí na vzdálenosti a

### Výběr rolny

Pro tuto aplikaci jsem zvolil kombinovanou rolnu 4.063. Rolna má dobrou únosnost v radiálním směru. Zároveň má i zabudované axiální ložisko, které vede rolnu v kolejnici profilu U. Schéma a řez kombinovanou rolnou na obr. 65. Rozměry rolny jsou v tab. 8 a vlastnosti rolny v tab. 9.



Obrázek 65 – Řez a schéma kombinované rolny [19]



*Tabulka 8 – Rozměry rolny 4.063 [19]*

Typ	D [mm]	T [mm]	d - 0,05 [mm]	H [mm]	h [mm]	B [mm]	A [mm]	S [mm]	r [mm]
Hodnota	149	103	60	77,5	58,5	45	5,5	50	3

*Tabulka 9 – Vlastnosti zatížení rolny 4.063 [19]*

Veličina	Znak	Hodnota	Jednotka
Radiální síla	$F_{Rmax}$	59,2	kN
Axiální síla	$F_{Amax}$	18,5	kN
Radiální dynamická únosnost	$C$	151	kN
Radiální statická únosnost	$C_0$	192	kN
Axiální dynamická únosnost	$C_A$	68	kN
Axiální statická únosnost	$C_{0A}$	71	kN
Hmotnost	$m$	6,52	kg

### Radiální ekvivalentní statické zatížení

$$P_{0R} = F_{R2} \cdot X_0 + F_A \cdot Y_0 \quad (26)$$

$F_A \cdot Y_0 = 0$  – počítám pro případ kdy působí pouze radiální zatížení (kontejner je dokonale usazen)

$$P_{0R} = 21\,875 \cdot 1$$

$$P_{0R} = 21\,875 \text{ N}$$

### Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení

$$s_0 = \frac{C_{0R}}{P_{0R}} \quad (27)$$

$$s_0 = \frac{192\,000}{21\,875}$$

$$s_0 = 8,78$$

Dle [20] se tento koeficient porovnává s nejnižším přípustným koeficientem bezpečnosti pro daný typ ložiska a pohyb ložiska. Pro tento způsob namáhání  $s_{0min} = 3$

$$s_0 > s_{0min} \quad (28)$$

$$8,78 > 3 \text{ Splněno}$$

### Součinitel bezpečnosti

$$F_{R2} < F_{Rmax} \quad (29)$$

$$21\,875\,N < 59\,200\,N \text{ Splněno}$$

$$k = \frac{F_{Rmax}}{F_{R2}} \quad (30)$$

$$k = \frac{59\,200}{21\,875}$$

$$k = 2,71$$

Pro vyhnutí se opotřebení kolejnice, která není kalená, neměl by tlak mezi rolnou a kolejnicí přesáhnout  $900\,N/mm^2$ . [19] Kontrola je provedena pomocí výpočtu Hertzova tlaku pro styk válce s rovinou. [20]

### Velikost spojitého zatížení

$$q_0 = \frac{F_{R2}}{B} \quad (31)$$

$$q_0 = \frac{21\,875}{45}$$

$$q_0 = 486,1\,N/mm$$

### Poloosa dotykové plochy

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{q_0 \cdot d}{E}} \quad (32)$$

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{486,1 \cdot 149}{210\,000}}$$

$$b = 1,26\,mm$$

### Hertzův tlak

$$p_{max} = \frac{4 \cdot q_0}{\pi b} \quad (33)$$

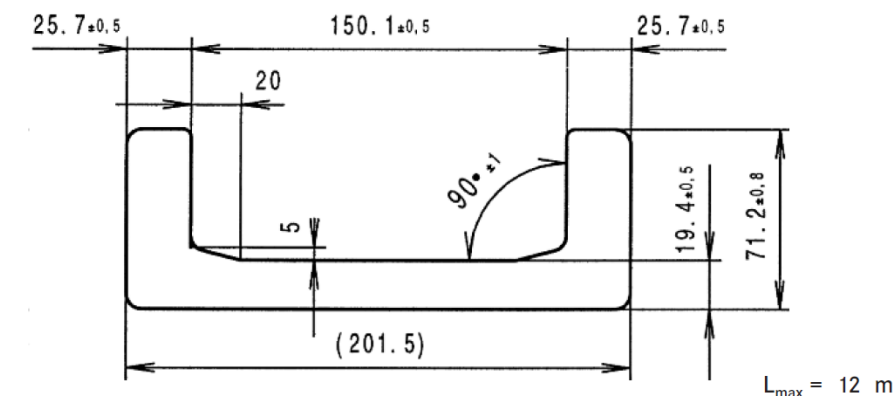
$$p_{max} = \frac{4 \cdot 486,1}{\pi \cdot 1,26}$$

$$p_{max} = 491,46\,N/mm^2$$

$$p_{Dmax} > p_{max} \quad (34)$$

$$900\,N/mm^2 > 491,46\,N/mm^2 \text{ Splněno}$$

Rolny pojiždějí v kolejnicích s U profilem 6 NbV ( obr. 66) s vlastnostmi v tab. 10.

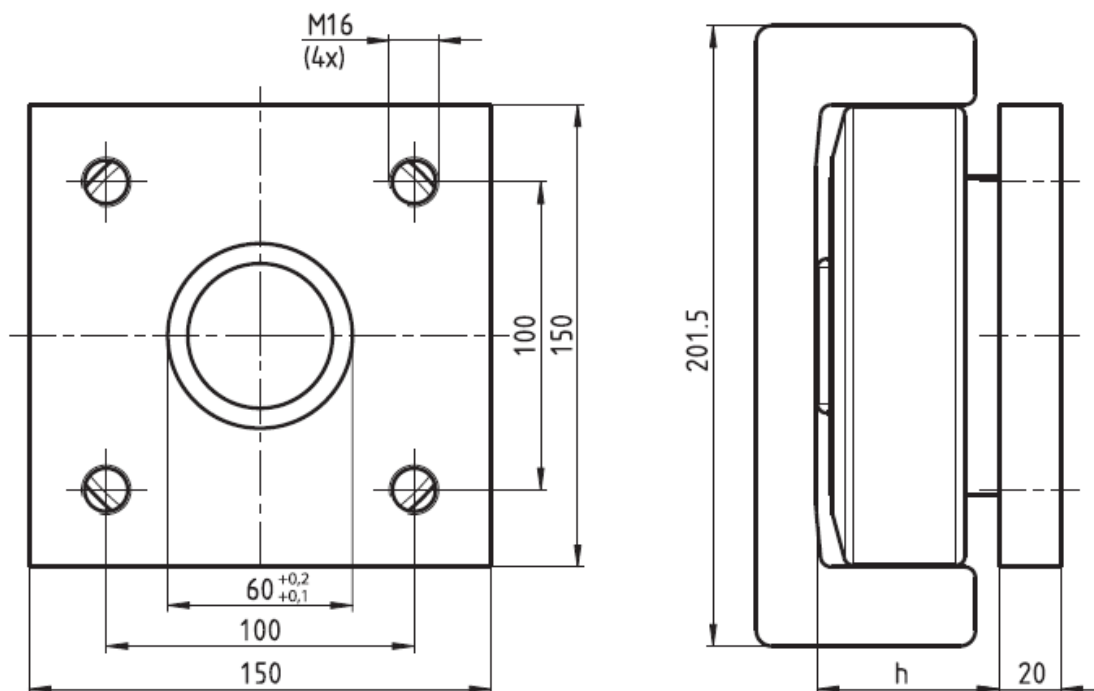


Obrázek 66 – Kolejnice 6 NbV [19]

Tabulka 10 – Vlastnosti kolejnice 6 NbV [19]

Veličina	Znak	Hodnota	Jednotka
Hmotnost	$m$	52,3	kg/m
Plocha průřezu	$A$	66,6	cm <sup>2</sup>
Kvadratický moment průřezu v ose x	$J_x$	3430,2	cm <sup>4</sup>
Modul průřezu v ohybu v ose x	$W_x$	192	cm <sup>3</sup>
Kvadratický moment průřezu v ose y	$J_y$	68	cm <sup>4</sup>
Modul průřezu v ohybu v ose y	$W_y$	71	cm <sup>3</sup>
Mez kluzu	$Re$	430	N/mm <sup>2</sup>
Mez pevnosti	$Rm$	700	N/mm <sup>2</sup>
Max. Hertzův tlak	$p_{Dmax}$	900	N/mm <sup>2</sup>

Rolna je přivařena ke čtvercové přírubě AP 6Q, jejíž schéma je na obr. 67. Rozměr h pro tuto konfiguraci je 58,5 mm. Hmotnost příruby je 3,4 kg.



Obrázek 67 – Schéma příruby AP 6Q

### 6.2.3. Příčný vozík

Příčný vozík je mezičlánkem mezi mostem a zdvižnou platformou. Jsou na něm umístěny taktéž čtyři klínové vozíky.

#### 6.2.3.1. Pojezdové rolny

Klínové vozíky jsou celkově čtyři a jsou rozmístěny podle obr. 68 (zabarveně oranžově). Celé působení sil je zobrazeno na obr. 69. Klínový vozík silově působí na kolejnice, kde se radiální síly od roln rovnoměrně rozloží a toto spojitě zatížení dále působí na příčný vozík. Spojité zatížení působí po délce kolejnice (660 mm). Spojité zatížení  $q_0 = 66,3 \text{ N/mm}$  lze pro jednoduchost výpočtu nahradit náhradní silou  $Q_R$ , která se rovná obsahu spojitěho zatížení. Pro zobrazení do dvourozměrného schématu jsou vždy dva klínové vozíky v zákrytu a jejich silové účinky převedeny na jedno spojitě zatížení. [22]

#### Velikost spojitěho zatížení

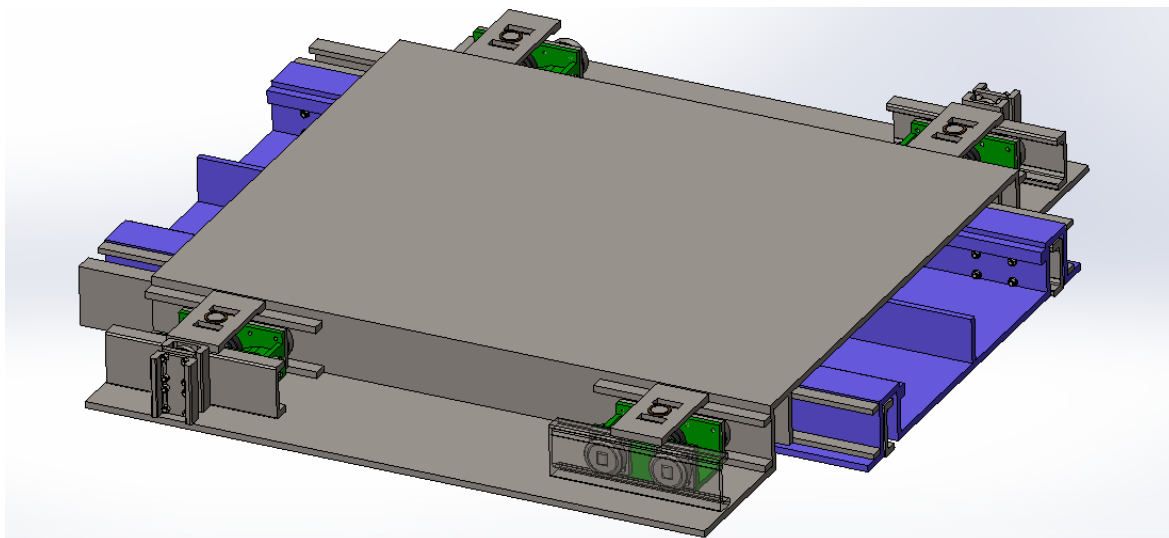
$$Q_R = q_0 \cdot x_q \quad (35)$$

$$Q_R = 66,3 \cdot 660$$

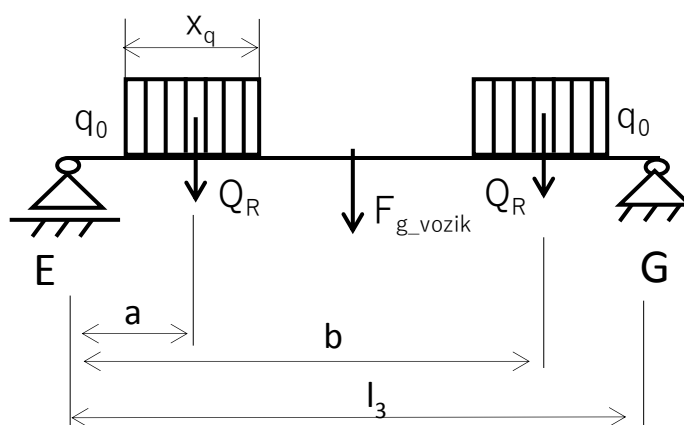
$$Q_R = 43\,750 \text{ N}$$

Příčný vozík pojíždí po rolnách, jak už bylo dříve uvedeno. Dále je nutno počítat s tíhovou silou příčného vozíku. Je totiž vyroben z ocelového plechu a

vzniklou tíhovou silu, která taktéž působí na pojezdové rolny, nelze zanedbat. Hmotnost příčného vozíku je 1,8 tun. Tíhová síla vozíku je tedy 18 000 N a je soustředěna do těžiště.



Obrázek 68 – Příčný vozík



Obrázek 69 – Schéma příčného vozíku

### Silová a momentová rovnováha

$$\sum F_y: 2Q_R + \frac{F_{g\_vozík}}{2} - R_E - R_G = 0 \quad (36)$$

$$\sum M_E: Q_R \cdot (a + b) + \frac{F_{g\_vozík}}{2} \cdot \frac{l_3}{2} - R_G \cdot l_3 = 0 \quad (37)$$

### Výpočet reakcí

$$R_G = \frac{Q_R \cdot (a + b) + \frac{F_{g\_vozík}}{2} \cdot \frac{l_3}{2}}{l_3} \quad (38)$$



$$R_G = \frac{43\,750 \cdot (0,502 + 1,318) + \frac{18\,000}{2} \cdot \frac{1,82}{2}}{1,82}$$

$$R_G = 48\,250 \text{ N}$$

$$R_E = 2Q_R + \frac{F_{g\_vozík}}{2} - R_G \quad (39)$$

$$R_E = 2 \cdot 43\,750 + \frac{18\,000}{2} - 48\,250$$

$$R_E = 48\,250 \text{ N}$$

### **Radiální zatížení**

Protože rolly E a G jsou v páru, pro výslednou radiální sílu je třeba reakce podělit 2.

$$F_{R3} = \frac{R_E}{2} = \frac{R_G}{2} \quad (40)$$

$$F_{R3} = \frac{48\,250}{2}$$

$$F_{R3} = 24\,125 \text{ N}$$

### **Výběr rolly**

Pro tuto aplikaci jsem zvolil kombinovanou rolnu 4.063. Rolna má dobrou únosnost v radiálním směru. Zároveň má i zabudované axiální ložisko, které vede rolnu v kolejnici profilu U. Schéma a řez kombinovanou rolnou na obr. 65. Rozměry rolly jsou v obr. 8 a vlastnosti rolly v obr. 9.

### **Radiální ekvivalentní statické zatížení**

$$P_{0R} = F_{R3} \cdot X_0 + F_A \cdot Y_0 \quad (41)$$

$F_A \cdot Y_0 = 0$  – počítám pro případ kdy působí pouze radiální zatížení (kontejner je dokonale usazen)

$$P_{0R} = 24\,125 \cdot 1$$

$$P_{0R} = 24\,125 \text{ N}$$

### **Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení**

$$s_0 = \frac{C_{0R}}{P_{0R}} \quad (42)$$

$$s_0 = \frac{192\,000}{24\,125}$$

$$s_0 = 7,96$$

Dle [20] se tento koeficient porovnává s nejnižším přípustným koeficientem bezpečnosti pro daný typ ložiska a pohyb ložiska. Pro tento způsob namáhání  $s_{0min} = 3$

$$s_0 > s_{0min} \quad (43)$$

7,96 > 3 Splněno

### **Součinitel bezpečnosti**

$$F_{R3} < F_{Rmax} \quad (44)$$

24 125 N < 59 200 N Splněno

$$k = \frac{F_{Rmax}}{F_{R3}} \quad (45)$$

$$k = \frac{59\,200}{24\,125}$$

$$k = 2,45$$

Trvanlivost ložiska je počítána pro případ, kdy se vozík pohybuje, tedy stav, kdy je zatížen kontejnerem. Kombinovaná rolna je tedy zatížena čtvrtinou tíhy vozíku a kontejneru. Pro dostatečnou rezervu je zatížení zvětšeno o hodnotu součinitele bezpečnosti.

### **Radiální ekvivalentní zatížení**

$$P_{0R3} = (F_{R3} \cdot k) \cdot X_0 \quad (46)$$

$$P_{0R3} = (24\,125 \cdot 2) \cdot 1$$

$$P_{0R3} = 48\,250\,N$$

### **Trvanlivost ložiska v hodinách**

$$L_h = \left( \frac{C}{P_{0R3}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} \quad (47)$$

$$L_h = \left( \frac{151\,000}{48\,250} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 13}$$

$$L_h = 57\,260,16\,hod = 6,54\,let \quad \text{nepřetržitého provozu}$$

### **Trvanlivost ložiska na směny**

$$L_{h1} = \frac{L_h}{0,208} \quad (48)$$

$$L_{h1} = \frac{6,54}{0,208}$$

$$L_{h1} = 23,35\,let \quad \text{provozu na směny}$$

Pro vyhnutí se opotřebení kolejnice, která není kalená, neměl by tlak mezi rolnou a kolejnicí přesáhnout  $900 \text{ N/mm}^2$ . [19] Kontrola je provedena pomocí výpočtu Hertzova tlaku pro styk válce s rovinou. [21]

### Velikost spojitého zatížení

$$q_0 = \frac{F_{R1}}{B} \quad (49)$$

$$q_0 = \frac{24\,125}{45}$$

$$q_0 = 536,1 \text{ N/mm}$$

### Poloosa dotykové plochy

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{q_0 \cdot d}{E}} \quad (50)$$

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{536,1 \cdot 149}{210\,000}}$$

$$b = 0,82 \text{ mm}$$

### Hertzův tlak

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot q_0}{\pi b} \quad (51)$$

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot 536,1}{\pi \cdot 0,82}$$

$$p_{\max} = 832,84 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{D\max} > p_{\max} \quad (52)$$

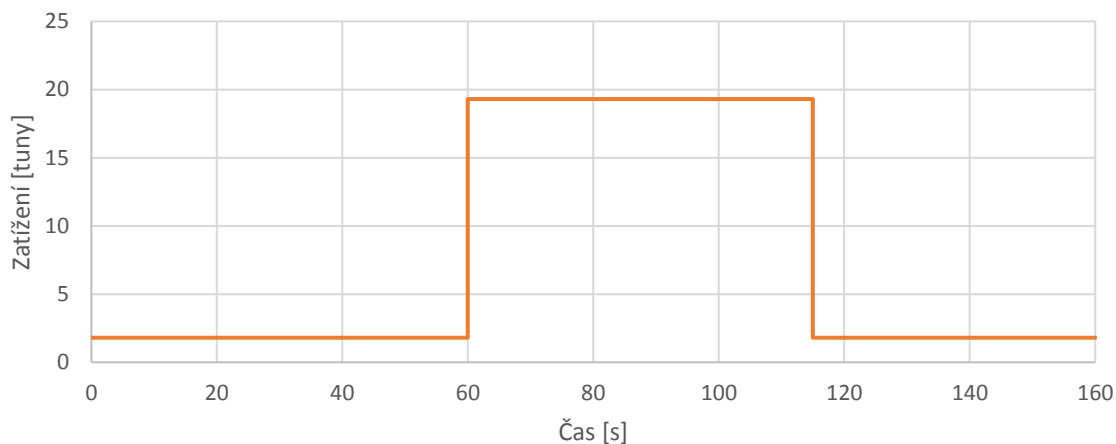
$$900 \text{ N/mm}^2 > 541,83 \text{ N/mm}^2 \text{ Splněno}$$

**Analýza zatížení příčného vozíku**
*Tabulka 11 – Jeden pracovní cyklus zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnery*

Přesun kontejneru z odstavného místa na vozík	Vzdálenost přesunu l [m]	Doba přesunu t [s]	Doba přesunu T [min]	Rychlost v [m/s]	Zatížení Příčného vozíku [tuny]	Zatížení mostu [tuny]
Počáteční stav	0	0	0	0	1,6	1,6
Vysunutí mostu	2	20	0,33	0,1	1,6	1,6
Přesun příčného vozíku pod kontejner	4	40	0,67	0,1	3,4	3,4
Zdvih kontejneru	0,08	5	0,08	0,016	3,4	3,4
Pojezd příčného vozíku s kontejnerem	4	40	0,67	0,1	20,9	20,9
Spuštění kontejneru na vozík	0,08	5	0,08	0,016	1,6	1,6
Přesun mostu na podélný vůz	2	20	0,33	0,1	1,6	1,6
<b>celkem</b>	-	<b>140</b>	<b>2,33</b>	-	-	-

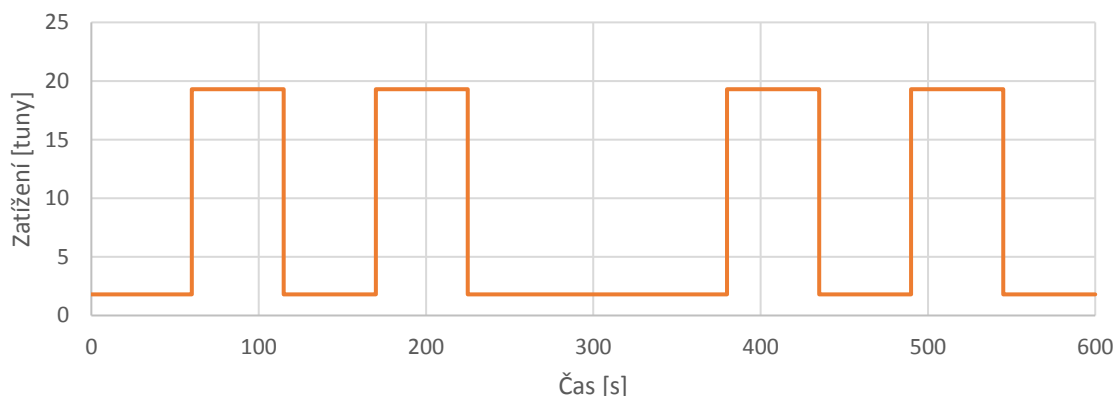
Dále je třeba zohlednit statické zatížení příčného vozíku a pohyb vozíku v čase a vzájemné střídání těchto dvou stavů. Jedná se tak o střídání statického a dynamického stavu vozíku při rozdílných zatíženích. V tab. 11 je posloupnost jednotlivých kroků při přesunu kontejneru. Jsou zde také uvedeny návrhové hodnoty času a rychlosti jednotlivých kroků, přičemž ke každému kroku je i přiřazeno zatížení v tunách, které působí na konstrukci příčného vozíku. Grafické zobrazení těchto kroků je na obr. 76. Jedná se o jeden pracovní cyklus přeložení kontejneru ze železničního vozu na manipulační vůz. Celý cyklus manipulace s jedním kontejnerem v překládací stanici je pak na obr. 77. Je zde vidět skutečnost popsaná již v kapitole 5. A to že dochází k opakování pracovního cyklu celkem čtyřikrát pro manipulaci s jedním kontejnerem. Tento celkový cyklus se dále opakuje v závislosti na počtu odbavených kontejnerů (např. pro 24 kontejnerů za den se tento cyklus bude opakovat 24x).

Jeden pracovní cyklus příčného vozíku



*Obrázek 70 – Jeden pracovní cyklus příčného vozíku*

Pracovní cyklus příčného vozíku pro manipulaci s jedním kontejnerem



*Obrázek 71 – Celkový pracovní cyklus příčného vozíku při manipulaci s jedním kontejnerem*

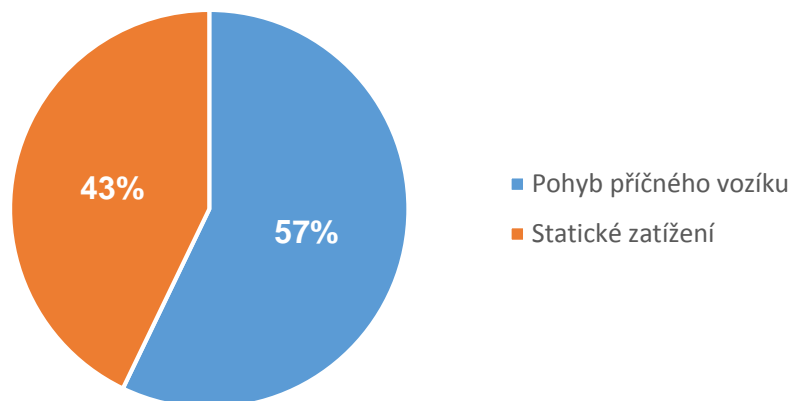
Tato analýza je důležitá pro znalost zátěžných stavů na pojezdové rolny. V tab. 12 je uveden příklad pracovní činnosti mostu na jeden pracovní den. Jsou zde uvedeny parametry pro zátěžové stavy příčného vozíku a jeho rolen. Na obr. 72 je pak uvedeno grafické znázornění procentuálního rozdělení stavů zatížení rolen příčného vozíku.



*Tabulka 12 – Příklad pracovní činnosti příčného vozíku na jeden pracovní den*

Příklad: 24 kontejnerů na jeden den:				
	Hodnota	Jednotka	Hodnota	Jednotka
Doba pracovní činnosti	13 440	s	224	min
Pohyb příčného vozíku	7 680	s	128	min
Statické zatížení	5 760	s	96	min
Ujetá vzdálenost	768	m	0,768	km

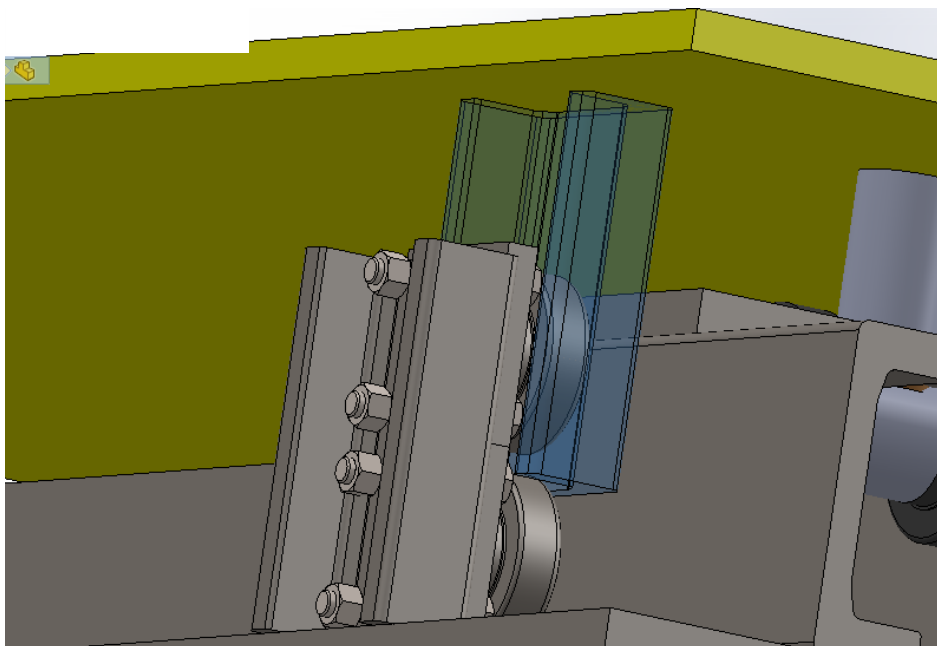
Procentuální stav zatížení příčného vozíku



*Obrázek 72 – Procentuální rozdělení stavu zatížené rolen příčného vozíku*

#### **6.2.3.2. Vertikální rolny**

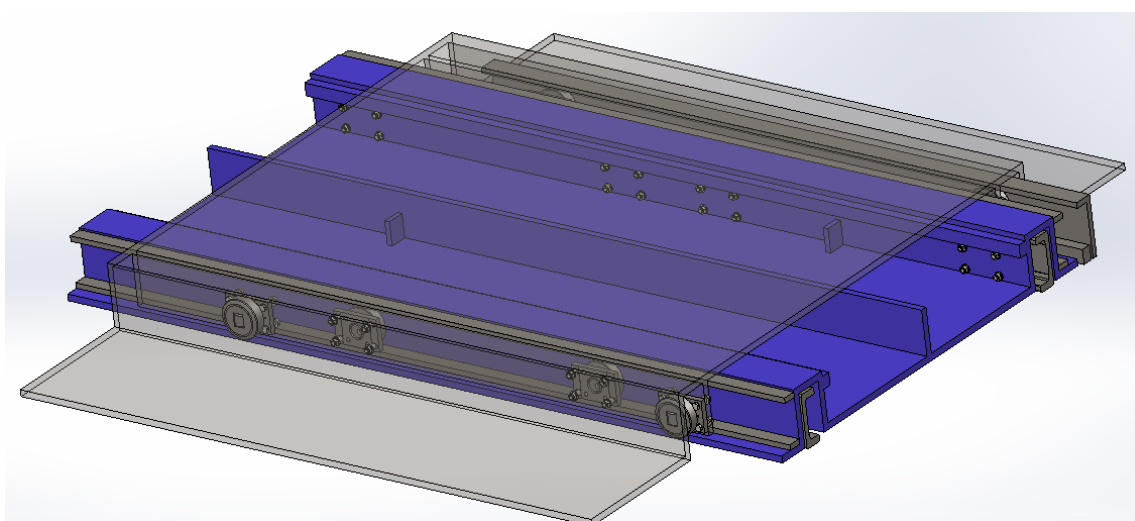
Na obr. 53 rolny 9 a 10 jsou přes příruby přimontovány na svislý U profil. Detailně na obr. 73. Pojíždějí také v kolejnici U profilu, která je přivařena na zdvižnou platformu. Obě rolny tak se pootočí o počet otáček, které odpovídají jednomu zdvihu platformy (80 mm). Proto zde můžu zanedbat výpočet na trvanlivost ložisek a považovat je za statické. Příčné či podélné zatížení závisí na správnosti umístění kontejneru a také na homogenitě naloženého odpadu, díky kterému předem neznáme těžiště kontejneru a tím pádem ani vyvolané příčné a podélné síly, působící na vertikální rolny. Z tohoto důvodu jsem zvolil dvě kombinované rolny, umístěné nad sebou a celkově 4 páry vertikálních rolen v každém rohu příčného vozíku. Tím bude dostatečně zajištěna odolnost rolen proti silám výše zmíněným.



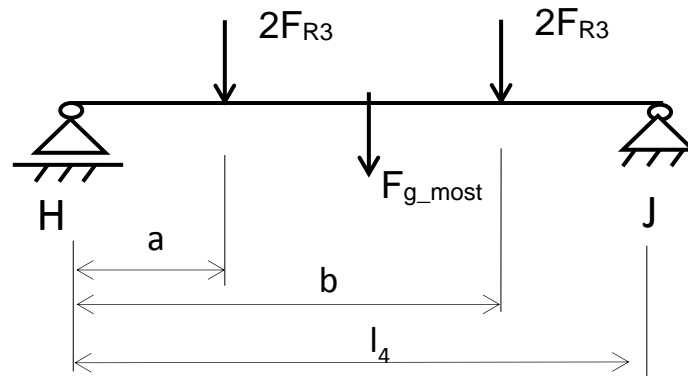
Obrázek 73 – Vertikální rolny

#### 6.2.4. Most

Na mostu pojíždí příčný vozík ( obr. 74), který na něj působí v místech styku kombinovaných rolen vozíku a mostu. K nejzatíženějšímu stavu dojde v momentu přejezdu příčného vozíku s kontejnerem po mostě, který je vysunutě poloze. V každém dalším okamžiku pojíždí příčný vozík i po konstrukci manipulačního vozu a zatížení mostu je menší. Tento stav je schematicky popsán na obr. 75. Počítám zde s tíhovou silou mostu. Je též vyroben z ocelového plechu. Hmotnost mostu je 1,6 tun. Tíhová síla vozíku je tedy 16 000 N a je soustředěna do těžiště.



Obrázek 74 – Uspořádání most – příčný vozík



Obrázek 75 – Schéma mostu

### Silová a momentová rovnováha

$$\sum F_y: 2 \cdot 2F_{R3} + \frac{F_{g\_most}}{2} - R_H - R_J = 0 \quad (53)$$

$$\sum M_H: 2F_{R3} \cdot (a + b) + \frac{F_{g\_most}}{2} \cdot \frac{l_4}{2} - R_J \cdot l_4 = 0 \quad (54)$$

### Výpočet reakcí

$$R_J = \frac{2F_{R3} \cdot (a + b) + F_{g\_most} \cdot \frac{l_4}{2}}{l_4} \quad (55)$$

$$R_J = \frac{48\,250 \cdot (0,591 + 2,009) + \frac{16\,000}{2} \cdot \frac{2,6}{2}}{2,6}$$

$$R_J = 52\,250 \text{ N}$$

$$R_H = 2 \cdot 2F_{R3} + F_{g\_most} - R_J \quad (56)$$

$$R_H = 96\,500 + 16\,200 - 52\,250$$

$$R_H = 52\,250 \text{ N}$$

### Radiální zatížení

Protože rolly H a J jsou v páru, pro výslednou radiální sílu je třeba reakce podělit 2.

$$F_{R4} = \frac{R_H}{2} = \frac{R_J}{2} = \frac{52\,250}{2} = 26\,125 \text{ N} \quad (57)$$

### Výběr rolly

Pro tuto aplikaci jsem zvolil kombinovanou rolnu 4.063. Rolna má dobrou únosnost v radiálním směru. Zároveň má i zabudované axiální ložisko, které vede rolnu v kolejnici profilu U. Schéma a řez kombinovanou rolnou na obr. 65. Rozměry rolly jsou v tab. 8 a vlastnosti rolly v tab. 9.

**Radiální ekvivalentní statické zatížení**

$$P_{0R} = F_{R4} \cdot X_0 + F_A \cdot Y_0 \quad (58)$$

$F_A \cdot Y_0 = 0$  – počítám pro případ kdy působí pouze radiální zatížení (kontejner je dokonale usazen)

$$P_{0R} = 26\,125 \cdot 1$$

$$P_{0R} = 26\,125 \text{ N}$$

**Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení**

$$s_0 = \frac{C_{0R}}{P_{0R}} \quad (59)$$

$$s_0 = \frac{192\,000}{26\,125}$$

$$s_0 = 7,23$$

Dle [20] se tento koeficient porovnává s nejnižším přípustným koeficientem bezpečnosti pro daný typ ložiska a pohyb ložiska. Pro tento způsob namáhání  $s_{0min} = 3$

$$s_0 > s_{0min} \quad (60)$$

$$7,23 > 3 \text{ Splněno}$$

$$F_{R4} < F_{Rmax} \quad (61)$$

$$26\,125 \text{ N} < 59\,200 \text{ N Splněno}$$

**Součinitel bezpečnosti**

$$k = \frac{F_{Rmax}}{F_{R4}} \quad (62)$$

$$k = \frac{59\,200}{26\,125} \quad (63)$$

$$k = 2,27$$

Trvanlivost ložiska je počítáno pro případ, kdy se most pohybuje, tedy stav, kdy není nikdy zatížen příčným vozíkem s kontejnerem. Kombinovaná rolna je tedy zatížena čtvrtinou tíhy mostu a pro dostatečnou rezervu je zatížení zvětšeno o hodnotu součinitele bezpečnosti.

**Radiální ekvivalentní zatížení**

$$P_{0R4} = \left( \frac{F_{g\_most}}{4} \cdot k \right) \cdot X_0 \quad (64)$$

$$P_{0R4} = \left( \frac{16\,000}{4} \cdot 5 \right) \cdot 1$$

$$P_{0R4} = 20\,000\,N$$

$$L_h = \left( \frac{C}{P_{0R1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} \quad (65)$$

$$L_h = \left( \frac{151\,000}{20\,000} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 13} \quad (66)$$

$$L_h = 1\,031\,580\,hod = 122,73\,let \quad \text{nepřetržitého provozu}$$

$$L_{h1} = \frac{L_h}{0,208} \quad (67)$$

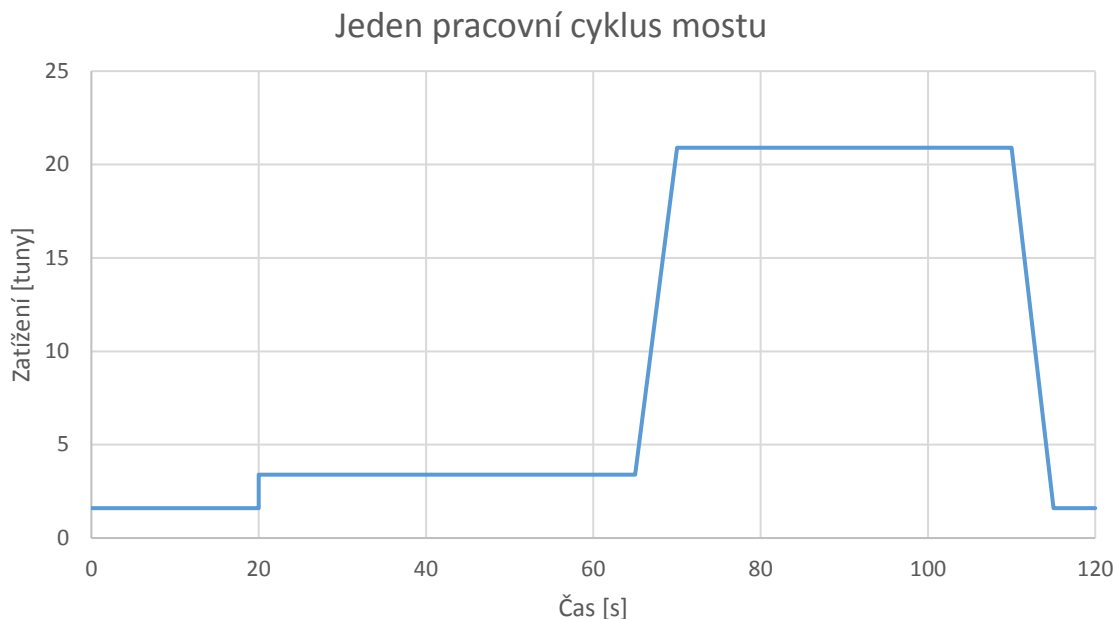
$$L_{h1} = \frac{122,73}{0,208}$$

$$L_{h1} = 590,05\,let \quad \text{provozu na směny}$$

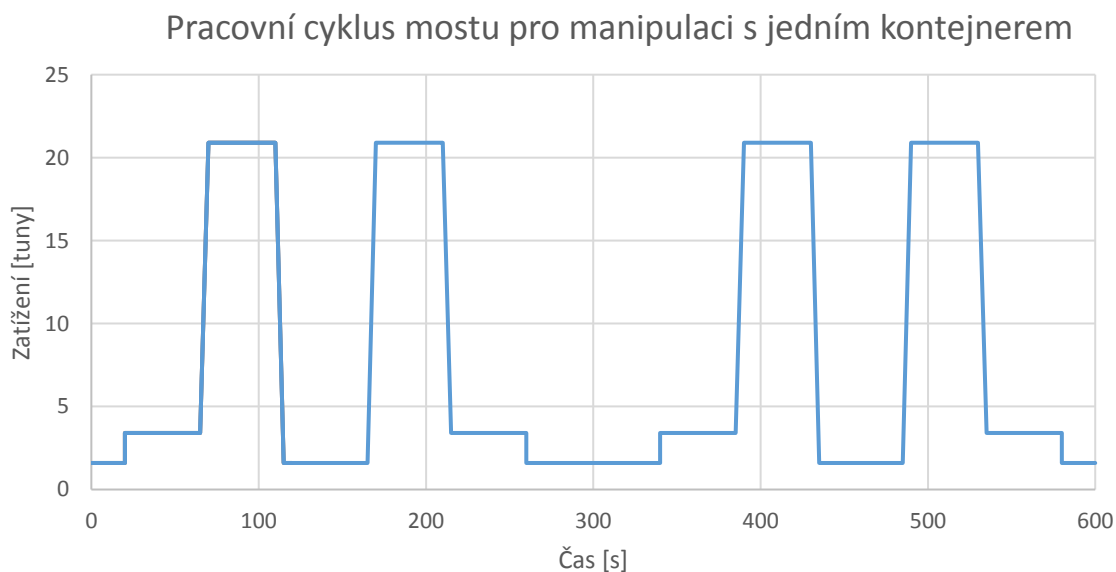
Toto je pouze teoretická životnost. Reálná životnost se pohybuje v řádech několika desítek let.

### **Analýza zatížení mostu**

Dále je třeba zohlednit statické zatížení mostu a pohyb mostu v čase a vzájemné střídání těchto dvou stavů. Jedná se tak o střídání statického a dynamického stavu mostu při rozdílných zatíženích. V tab. 11 je posloupnost jednotlivých kroků při přesunu kontejneru. Jsou zde také uvedeny návrhové hodnoty času a rychlosti jednotlivých kroků, přičemž ke každému kroku je i přiřazeno zatížení v tunách, které působí na konstrukci mostu. Grafické zobrazení těchto kroků je na obr. 76. Jedná se o jeden pracovní cyklus přeložení kontejneru ze železničního vozu na manipulační vůz. Celý cyklus manipulace s jedním kontejnerem v překládací stanici je pak na obr. 77. Je zde vidět skutečnost, která byla popsána v předchozí kapitole. A to že dochází k opakování pracovního cyklu celkem čtyřikrát pro manipulaci s jedním kontejnerem. Tento celkový cyklus se dále opakuje v závislosti na počtu odbavených kontejnerů (např. pro 24 kontejnerů za den se tento cyklus bude opakovat 24x).



Obrázek 76 – Jeden pracovní cyklus mostu



Obrázek 77 – Celkový pracovní cyklus mostu při manipulaci s jedním kontejnerem

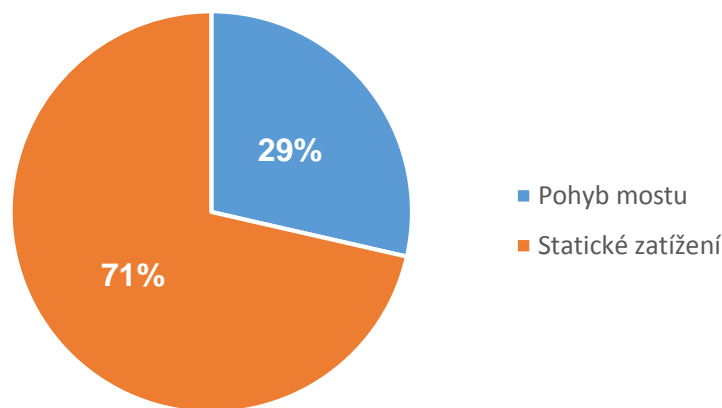
Tato analýza je důležitá pro znalost zátěžných stavů na pojezdové rolny. V tab. 13 je uveden příklad pracovní činnosti mostu na jeden pracovní den. Jsou zde uvedeny parametry pro zátěžové stavy mostu a jeho rolen. Na obr. 78 je pak uvedeno grafické znázornění procentuálního rozdělení stavů zatížení mostních rolen.



*Tabulka 13 – Příklad pracovní činnosti mostu na jeden pracovní den*

Příklad: 24 kontejnerů na jeden den:				
	Hodnota	Jednotka	Hodnota	Jednotka
Doba pracovní činnosti	13440	s	224	min
Pohyb mostu	3840	s	64	min
Statické zatížení	9600	s	160	min
Ujetá vzdálenost	480	m	0,48	km

Procentuální stav zatížení mostních rolén



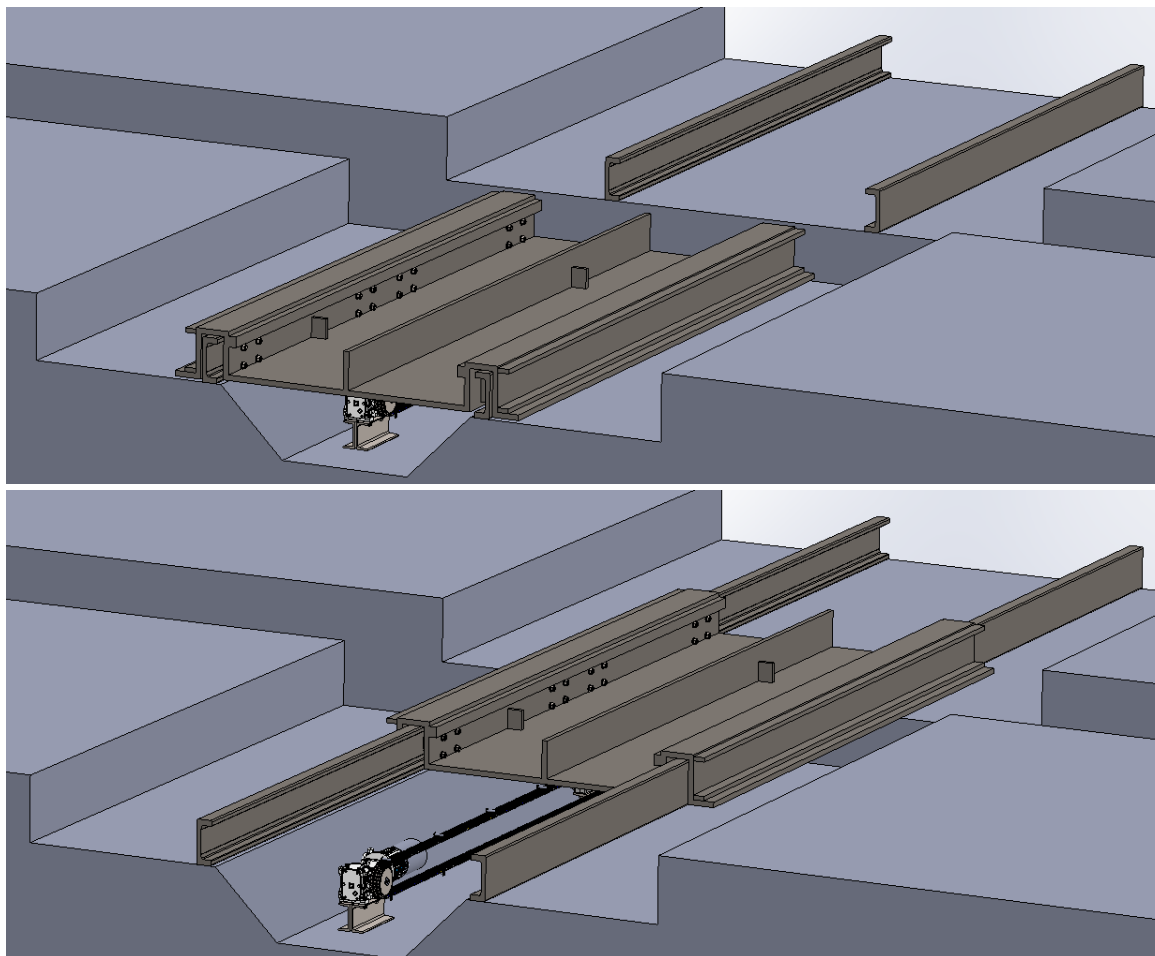
*Obrázek 78 – Procentuální rozdělení stavu zatížení mostních rolén*

### 6.3. Vysunutí mostu

Jak již bylo uvedeno v minulých kapitolách, most má za úkol přemostit mezeru mezi manipulačním vozem a železničním vozem. Protože rolny mostu pojíždí v kolejnicích profilu U po obou zmíněných vozech, je třeba, aby poloha manipulačního vozu vzhledem k železničnímu vozu byla řízena senzorikou. Jen díky senzorům polohy je možno zaručit přesnou polohu manipulačního vozu, tak aby mohl být most vysunut do protějších kolejnic. Tento případ se týká problematiky podélné polohy mostu.

Další problémem je vertikální poloha mostu a jeho natočení vůči kolejnicím na železničním vozu. Natočení vozů výrazně ovlivňuje umístění kontejneru na voze. Při dalším vývoji bude nutné zkoumat možné případy naložení kontejneru na reálný železniční vůz a jeho maximální příčné natočení. Pro tento koncept se omezím podmínkou natočení mostu (manipulačního vozu) vůči kolejnicím na železničním

voze (železničního vozu), které nesmí přesáhnout  $5^\circ$ . Dále jako opatření pro správné zaběhnutí mostních rolen do kolejnic volím úhel náběhu na kolejnici  $6^\circ$ . Na obr. 79 je znázorněno vysunutí mostu z původní polohy do konečné polohy.



Obrázek 79 – Vysunutí mostu

### 6.3.1. Pohon vysouvání mostu

Požadavek na zařízení je vysunutí do strany, symetricky na obě strany do vzdálenosti 2 metry. Dále je uvažovaná rychlost vysunutí  $0,17 \text{ m/s}$ . Čas potřebný na vysunutí mostu bude přibližně 24 sekund. Pro tyto navržené parametry je nutno dimenzovat pohon.

Pro symetrické vysunutí mostu bylo uvažováno několik typů pohonu. Lineární pohon s pohybovým šroubem nebo kombinace pastorku a ozubeného hřebenu by dostatečně vyhovovali jednostrannému vysouvání. Pro oboustranné vysouvání jsou tyto aplikace nedostatečné. Lineární pohon s pohybovým šroubem by bylo možné použít pro oboustranné vysouvání v kombinaci rotační šroub a translační matice, na kterou by přes přírubu byl připevněn most. Vzhledem k tomu že má manipulační vůz šířku tři metry, museli by takovéto lineární pohony být dva. Jeden pro každou stranu vysouvání. Navíc by muselo být řešeno složité připojování a odpojování mostu od translačních matic v závislosti na kterou stranu by bylo třeba most vysunout. Proto

tento způsob není vhodný, protože obsahuje dva rotační šrouby s délkou větší než dva metry. Pro toto řešení je tedy nevyhovující. Aplikace ozubeného hřebenu s pastorky taktéž nevyhovuje. Pro vysunutí mostu dva metry je třeba jeden pastorek umístit na kraj mostu a pro výsuv na druhou stranu umístit druhý pastorek na druhý kraj mostu. Tím pádem při vysunutí na jednu stranu by došlo k vyběhnutí pastorku ze záběru na druhé straně. Při vratném pohybu by pak samotné zaběhnutí pastorku do záběru ozubeného hřebenu bylo značně komplikované.

Jako optimálním řešením jsem zvolil řetězový pohon. Řetězový pohon bude poháněn jedním elektromotorem a bude složen dvojicí řetězových kol. Hnací řetězové kolo je umístěno za převodovkou s elektromotorem. Druhé hnané řetězové kolo je ve vzdálenosti větší než dva metry a je uloženo na nepoháněné hřídeli. Hřídel je umístěna do dvou ložiskových domků. Celý pohon je umístěn pod most a upevněn na manipulační vůz. Aby došlo k posuvnému pohybu mostu, musí být průměry obou převodových kol stejné (převodový poměr řetězového pohonu se rovná 1).

### 6.3.2. Výpočet řetězového pohonu

Výpočet proveden dle [23].

#### 6.3.2.1. Volba řetězu

Vycházím z návrhových parametrů:

$$m_{most} = 1\,600\,kg$$

$$v_{most} = 0,17\,m/s$$

#### Tahová síla

Jako první je třeba určit potřebnou tahovou sílu

$$T_{Návrh} = g \cdot \frac{(m_{most} + m_{řetěz}) \cdot f \cdot f_s \cdot f_v}{n} \quad (68)$$

$$T_{Návrh1} = 9,81 \cdot \frac{(1600 + 13,12) \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 1}{1} \quad \text{Pro jeden řetěz}$$

$$T_{Návrh2} = 9,81 \cdot \frac{(1600 + 13,12) \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 1}{2} \quad \text{Pro dva řetězy}$$

$$T_{Návrh3} = 9,81 \cdot \frac{(1600 + 13,12) \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 1}{3} \quad \text{Pro tři řetězy}$$

$$T_{Návrh1} = 2\,373,1\,N \quad \text{Pro jeden řetěz}$$

$$T_{Návrh2} = 1\,186,85\,N \quad \text{Pro dva řetězy}$$

$$T_{Návrh3} = 791,23\,N \quad \text{Pro tři řetězy}$$

Volím tři řetězy pro větší šířku řetězu pro možnost montáže úchytných elementů.

### Návrhový výkon

$$P_{Návrh} = T_{Návrh3} \cdot v_{most} \quad (69)$$

$$P_{Návrh} = 791,23 \cdot 0,17$$

$$P_{Návrh} = 133,4 \text{ W}$$

Volím řetěz 10 B-3 M2

Teoretická osová vzdálenost  $a_{teor} = 2\,200 \text{ mm}$

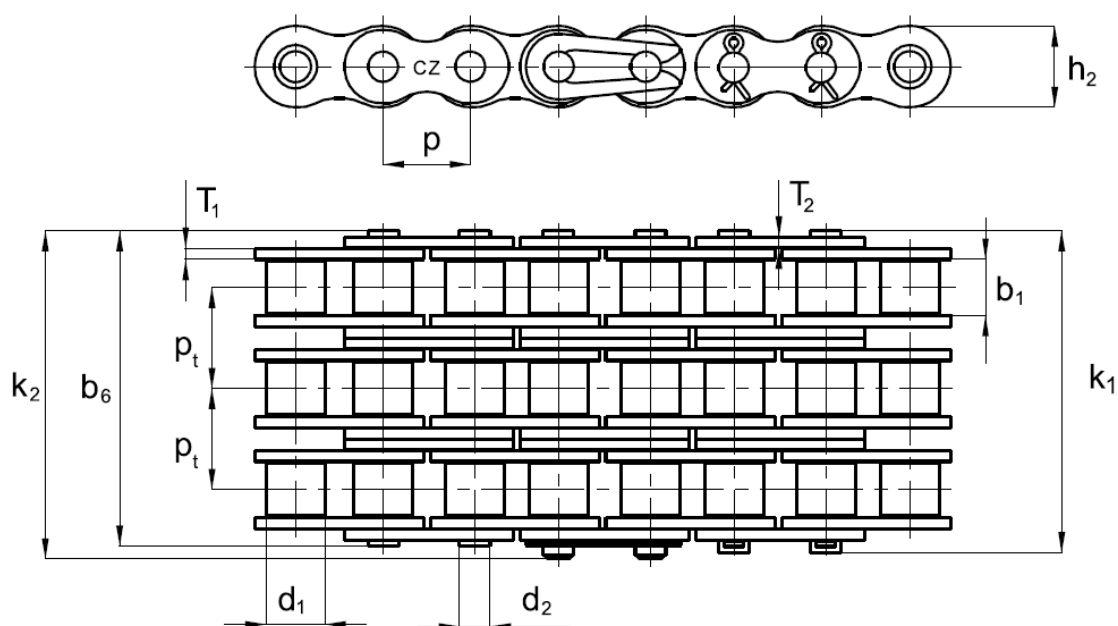
### Diagramový výkon

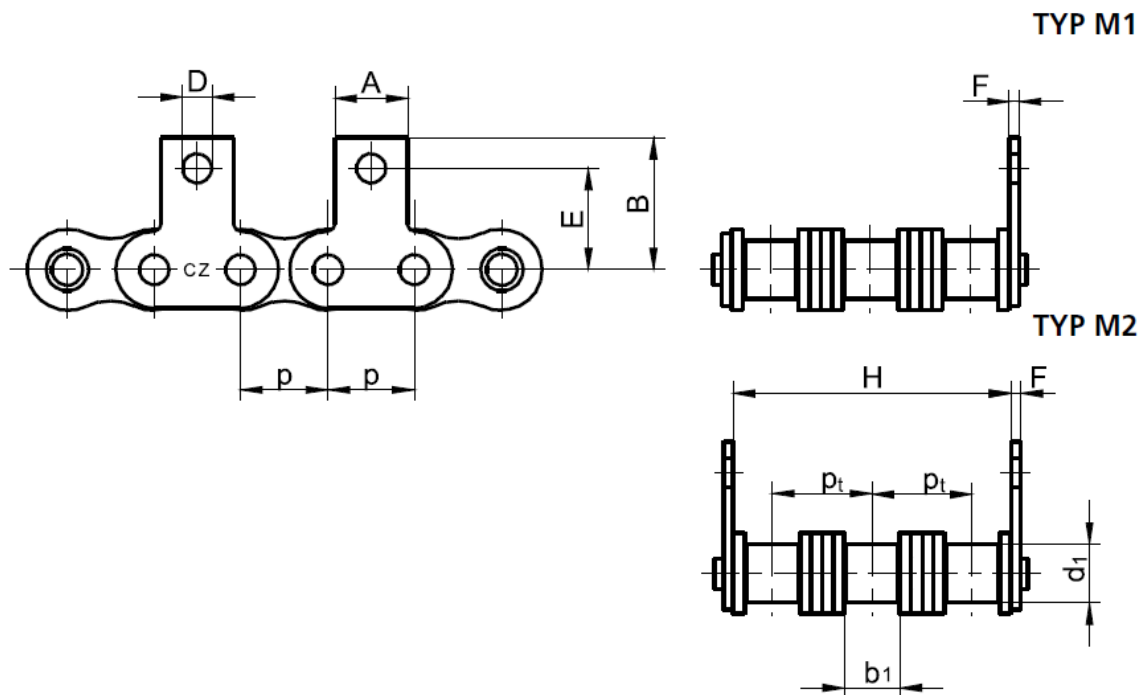
$$P_D = \frac{P_{Návrh}}{\chi \phi \mu} \quad (70)$$

$$P_D = \frac{133,4}{1,1 \cdot 1,5 \cdot 0,6}$$

$$P_D = 134,74 \text{ W}$$

Válečkový třířadý řetěz 10 B-3 dle normy ČSN 02 3311, DIN 8187 a ISO 606 je modifikován o vnější unášecí destičky ( obr. 80). Hodnoty řetězu jsou v tab. 14. [24]





Obrázek 80 – Třířadý válečkový řetěz a řetěz s unášecími destičkami [24]

Tabulka 14 – Hodnoty řetězu 10 B-3 M2 [24]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Rozteč	$p$	15,875	mm
Vnitřní šířka	$b_1$	9,65	mm
Průměr válečku	$d_1$	10,16	mm
Průměr čepu	$d_2$	5,08	mm
Délka čepu	$b_6$	51,9	mm
Šířka destičky vnitřní	$h_2$	14,5	mm
Tloušťka destičky vnitřní	$T_1$	1,6	mm
Tloušťka destičky vnější	$T_2$	1,6	mm
Vzdálenost řad	$p_t$	16,59	mm
Plocha kloubu	$S$	201,9	mm <sup>2</sup>
Hmotnost	$q$	2,7	Kg/m
Pevnost při přetržení	$F_{pt}$	70 035	N
Rozměr	$A$	14	mm
Rozměr	$B$	24	mm
Průměr unášecího otvoru	$D$	10	mm
Rozměr	$H$	46,6	mm
Rozměr	$E$	16	mm
Tloušťka unášecí desky	$F$	1,5	mm

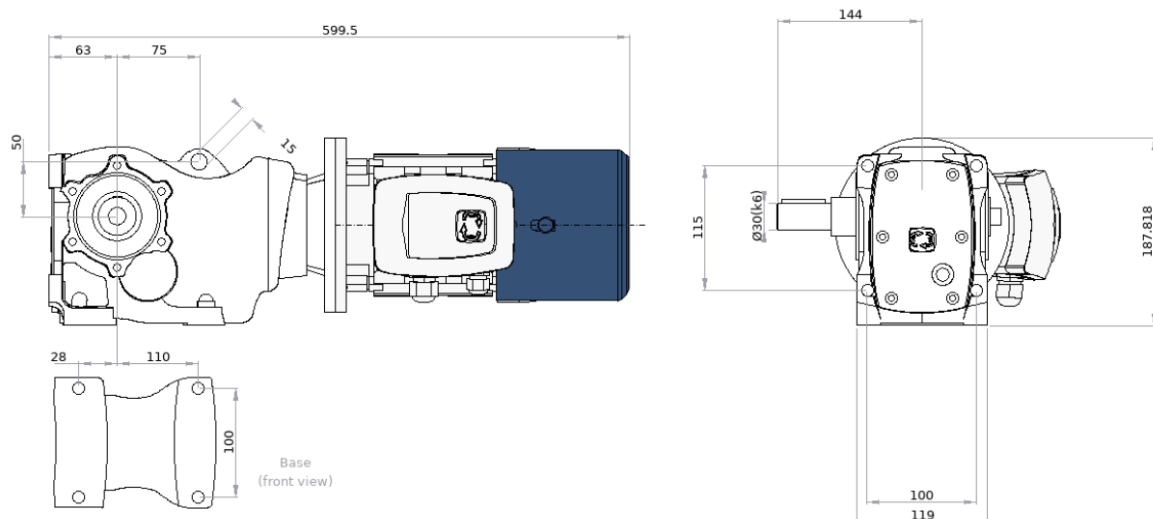
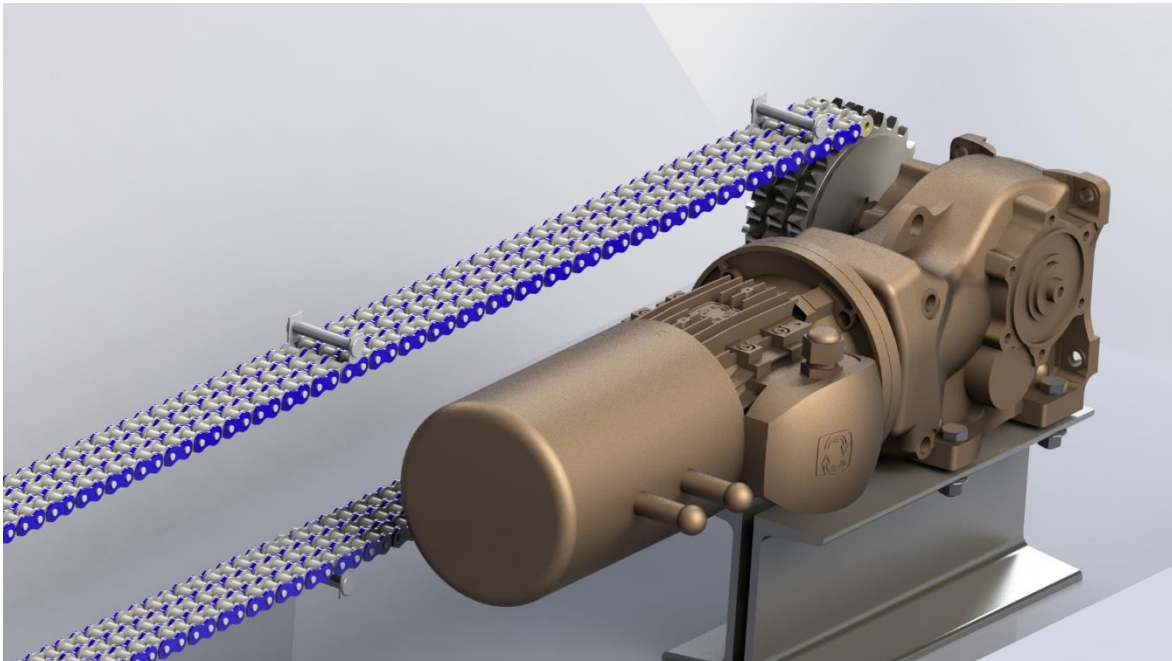
### 6.3.2.2. Volba motoru a převodovky

Dalším krokem je návrh motoru. Volím elektromotor a úhlovou převodovku s kuželovým soukolím ( obr. 81). Elektromotor AT 71A-4 je vybaven vlastní brzdou na principu bubnové brzdy. Brzdný moment dosahuje 8 Nm s brzdným výkonem 28 W. Převodovku Enduro s kuželovým soukolím jsem zvolil z důvodu nutnosti redukce rychlosti elektromotoru a prostorovým požadavkům. Vlastnosti pohonu jsou v tab. 15.

*Tabulka 15 – Vlastnosti elektromotoru a převodovky pro pohon řetězu [25]*

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon elektromotoru	$P_{mot}$	0,25	kW
Otáčky elektromotoru	$n_1$	1400	ot/min
Převodový poměr převodovky	$i$	60	-
Skutečný převodový poměr	$i_{real}$	59,67	-
Výstupní otáčky	$n_2$	23,5	ot/min
Výstupní moment	$M_2$	95,65	Nm





Obrázek 81 – Elektromotor s úhlovou převodovkou pro pohon řetězu [25]

Výběr motoru musí odpovídat požadavku na výkon.

#### Výkon motoru

$$P_{mot} > P_D \quad (71)$$

0,25 kW > 0,134 kW podmínka splněna

#### 6.3.2.3. Výpočet řetězových převodů

##### Převodový poměr řetězu

$$i_f = \frac{n_2}{n_3} \quad (72)$$

$$i_f = \frac{23,5}{23,5}$$

$$i_T = 1$$

**Počet zubů řetězových kol**

$$z_2 = z_3 = 27 \quad (73)$$

**Roztečné kružnice řetězových kol**

$$d_2 = d_3 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_i}} \quad (74)$$

$$d_2 = d_3 = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{27}}$$

$$d_2 = d_3 = 136,74 \text{ mm}$$

$$\text{Volím } d_2 = d_3 = 138 \text{ mm}$$

**Počet článků řetězu**

$$X = 2 \cdot \frac{a_{teor}}{p} + \frac{z_2 + z_3}{2} + \left( \frac{z_3 - z_2}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{a_{teor}}{p} \quad (75)$$

$$X = 2 \cdot \frac{2\,200}{15,875} + \frac{27 + 27}{2} + 0$$

$$X = 304,17$$

Volím nejbližší sudý počet článků. Pro lichý počet je třeba použít redukční článek, který zásadně snižuje pevnost řetězu.

$$X = 306 \text{ článků}$$

**Skutečná osová vzdálenost**

$$a_{skut} = \frac{p}{8} \left[ 2X - z_2 - z_3 \sqrt{(2X - z_2 - z_3)^2 - F_\alpha (z_3 - z_2)^2} \right] \quad (76)$$

$$a_{skut} = \frac{15,875}{8} \left[ 2 \cdot 306 - 27 - 27 \sqrt{(306 - 27 - 27)^2 - 0} \right]$$

$$a_{skut} = 2\,214,56 \text{ mm}$$

**6.3.2.4. Kontrola řetězu**
**Rychlost mostu**

$$v_{most} = \frac{d_2 \cdot n_2}{19\,000} \quad (77)$$

$$v_{most} = \frac{138 \cdot 23}{19\,000}$$

$$v_{most} = 0,17 \text{ m/s}$$

**Obvodová síla od přenášeného výkonu**

$$F_o = \frac{P_m \cdot \eta_{př}}{v_{most}} 1\,000 \quad (78)$$

$$F_o = \frac{0,25 \cdot 0,925}{0,17} 1\,000$$

$$F_o = 1\,391,58\,N$$

**Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly**

$$F_{od} = q \cdot v_{most}^2 \quad (79)$$

$$F_{od} = 2,7 \cdot 0,17^2$$

$$F_{od} = 0,075\,N$$

**Celková tahová síla**

$$F_t = F_o + F_{od} \quad (80)$$

$$F_t = F_o + F_{od}$$

$$F_t = 1\,391,65\,N$$

$$F_t > T_{Návrh3} \quad (81)$$

$$1\,391,65\,N > 791,23\,N \text{ Splněno}$$

**Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení**

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \quad (82)$$

$$k_s = \frac{70\,035}{1\,391,65}$$

$$k_s = 50,32$$

$$k_s > 7 \text{ Splněno} \quad (83)$$

**Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení**

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} \quad (84)$$

$$k_d = \frac{70\,035}{1\,391,65 \cdot 1,4}$$

$$k_d = 35,95$$

$$k_d > 5 \text{ Splněno} \quad (85)$$

**Výpočtový tlak v kloubu řetězu**

$$p_p = \frac{F_t}{S} \quad (86)$$

$$p_p = \frac{1\,391,65}{201,9}$$

$$p_p = 6,89 \text{ MPa}$$

$$p_1 > p_p \quad (87)$$

$$32,86 > 6,89 \text{ Splněno}$$

**Dovolený tlak v kloubu řetězu**

$$p_d = p_1 \cdot \lambda \quad (88)$$

$$p_d = 32,86 \cdot 1,24$$

$$p_d = 40,74 \text{ MPa}$$

$$p_d > p_p \quad (89)$$

$$40,74 \text{ MPa} > 6,86 \text{ MPa Splněno}$$

**6.3.2.5. Řetězová kola**

Rozměry řetězového kola z čelního pohledu jsou na obr. 82.

**Průměr patní kružnice**

$$d_f = d - 2r_i \quad (90)$$

$$d_f = 138 - 2 \cdot 5,16$$

$$d_f = 127,74 \text{ mm}$$

**Pro mezeru s nejmenší šířkou****Poloměr dna zubní mezery**

$$r_{imin} = 0,505d_1 \quad (91)$$

$$r_{imin} = 0,505 \cdot 10,16$$

$$r_{imin} = 5,16 \text{ mm}$$

**Poloměr boku zubu**

$$r_{emin} = 0,12d_1(z + 2) \quad (92)$$

$$r_{emin} = 0,12 \cdot 10,16(27 + 2)$$

$$r_{emin} = 35,36 \text{ mm}$$

**Úhel otevření**

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (93)$$

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{27}$$

$$\alpha_{max} = 136,67^\circ$$

**Pro mezeru s největší šířkou**

**Poloměr dna zubní mezery**

$$r_{imax} = 0,505d_1 + 0,069\sqrt[3]{d_1} \quad (94)$$

$$r_{imax} = 0,505 \cdot 10,16 + 0,069\sqrt[3]{10,16}$$

$$r_{imax} = 5,36 \text{ mm}$$

**Poloměr boku zubu**

$$r_{emax} = 0,005d_1(z^2 + 180^\circ) \quad (95)$$

$$r_{emax} = 0,005 \cdot 10,16(27^2 + 180^\circ)$$

$$r_{emax} = 73,88 \text{ mm}$$

**Úhel otevření**

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (96)$$

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{27}$$

$$\alpha_{min} = 116,67^\circ$$

**Průměr hlavové kružnice**

$$d_{a \min} = d + 0,5d_1 \quad (97)$$

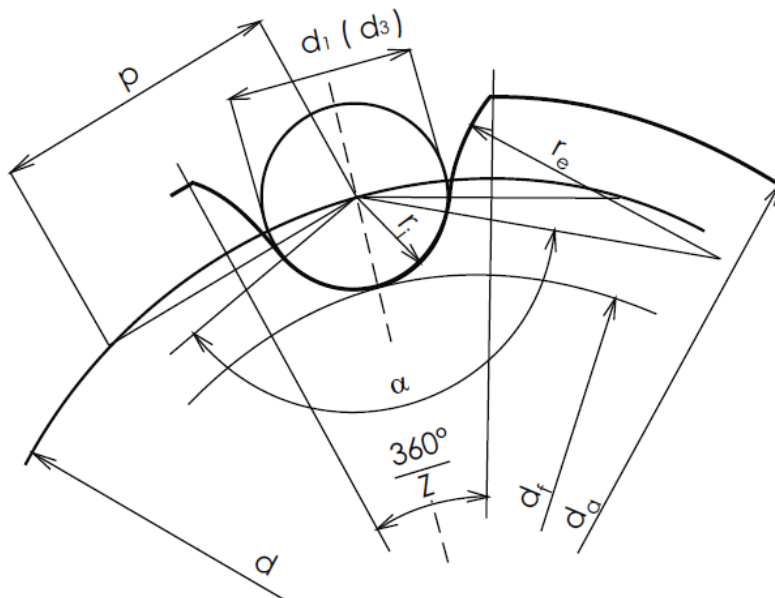
$$d_{a \min} = 138 + 0,5 \cdot 10,16$$

$$d_{a \min} = 143,08 \text{ mm}$$

$$d_{a \max} = d + 1,25p - d_1 \quad (98)$$

$$d_{a \max} = 138 + 1,25 \cdot 15,875 - 10,16$$

$$d_{a \max} = 147,68 \text{ mm}$$



Obrázek 82 – Schéma řetězového kola [24]

### Výpočet věnce

Rozměry v příčném řezu ozubeným kolem jsou na obr. 83.

### Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce

$$f_p = 0,4p \quad (99)$$

$$f_p = 0,4 \cdot 15,875$$

$$f_p = 6,35 \text{ mm}$$

### Největší průměr věnce

$$d_{g \max} = d - 2f_p \quad (100)$$

$$d_{g \max} = 138 - 2 \cdot 6,35$$

$$d_{g \max} = 125,3 \text{ mm}$$

### Poloměr zaoblení zubu

$$r_x = 1,5d_1 \quad (101)$$

$$r_x = 1,5 \cdot 10,16$$

$$r_x = 15,24 \text{ mm}$$

### Hodnota zaoblení zubu

$$b_a = 0,1d_1 \quad (102)$$

$$b_a = 0,1 \cdot 10,16$$

$$b_a = 1,016 \text{ mm}$$



### Šířka zubu řetězového kola

$$b_{f1} = 0,93b_1 \quad (103)$$

$$b_{f1} = 0,93 \cdot 9,65$$

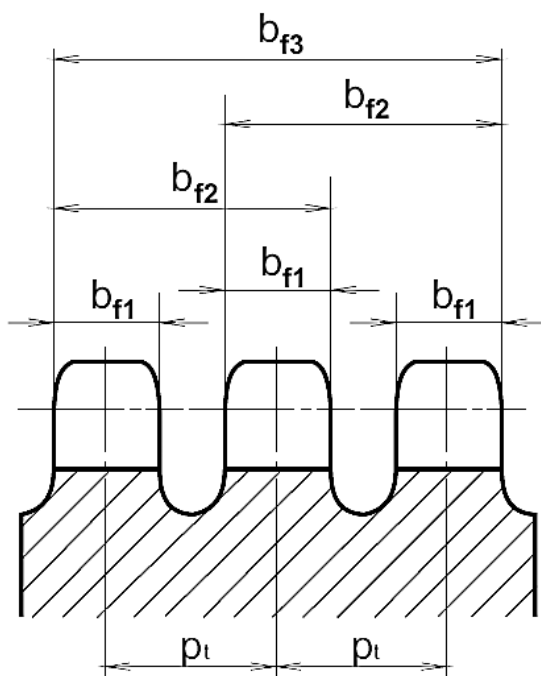
$$b_{f1} = 8,97 \text{ mm}$$

### Šířka věnce třířadého řetězového kola

$$b_{f3} = 0,91b_1 + 2p_t \quad (104)$$

$$b_{f3} = 0,91 \cdot 9,65 + 2 \cdot 16,59$$

$$b_{f3} = 41,96 \text{ mm}$$



Obrázek 83 – Schéma třířadého řetězového kola [24]

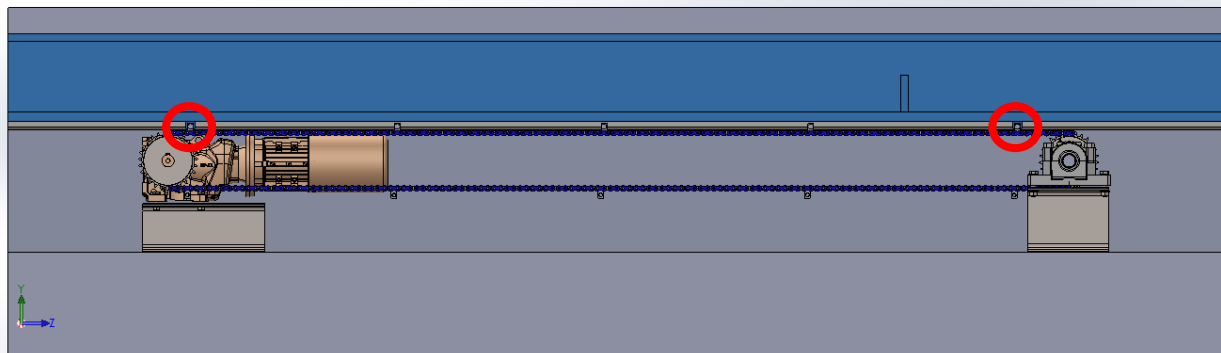
#### 6.3.3. Uchycení mostu na řetězu

Řetěz je navržen tak aby mohl mít mezi unášecími destičkami připevněnou tyč. Těchto tyčí bude několik. Jsou na řetězu na obr. 81. Uchycení mostu je koncipováno kontaktem této tyče s mostem. Tyčí je na řetězu několik a jsou rozmístěny s pravidelnými rozestupy. Tyč se pohybuje spolu s řetězem rychlostí 0,17 m/s a v určitém okamžiku dojde ke kontaktu. Most se doslova zahákne za úchopovou tyč. Nyní je třeba řešit, jakým způsobem se most uchytí.

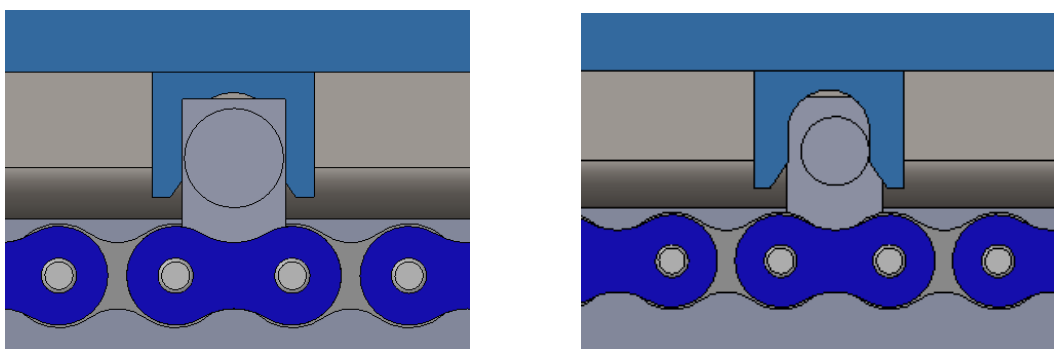
#### Dvojice stálých držáků

Na obr. 84 je boční pohled na most (obarven modře) a řetěz na kterém jsou patrné úchopové tyče. Červeně jsou zvýrazněny dva držáky, jeden na každém konci. Detail na obr. 85. Most je v tuto chvíli ve své počáteční nevysunuté poloze.

Oba držáky jsou nasunuty na úchopové tyče. Při tomto konstrukčním řešení tedy je neustále alespoň jeden držák v záběru s tyčí.



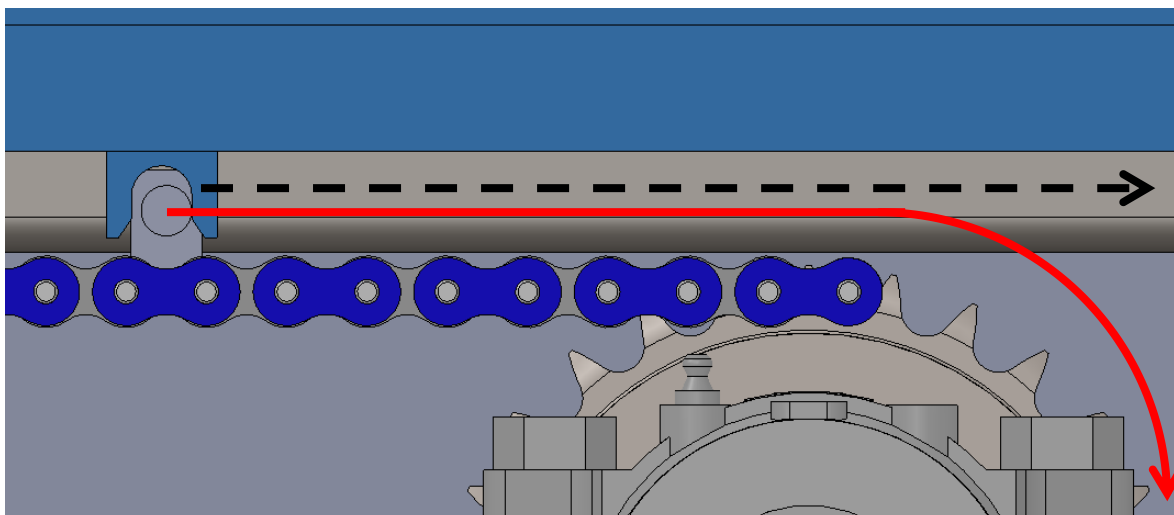
Obrázek 84 – Boční pohled na most a řetězový pohon



Obrázek 85 – Detail na držák – vlevo s unášecí destičkou, vpravo destička zneviditelněna

Při vysunutí mostu doprava, zůstává v záběru levý držák. Pravý držák musí vyběhnout ze záběru tyče. Na obr. 86 je schematicky naznačeno způsob vyběhnutí tyče. Tyč je unášena řetězem po červené trajektorii. Spolu s řetězem obíhá řetězové kolo a vyběhne ze záběru držáku. Ten spolu s mostem po černé trajektorii pokračuje dál ve výsuvu, protože druhý držák je stále v záběru. Při zasouvání mostu zpět na manipulační vůz se děje opačný děj. Úchopová tyč si zabíhá po červené trajektorii zpět do držáku a most se vrací do původní polohy, která je na obr. 86.

Tato aplikace má jednu nevýhodu. Výše popsané zaběhnutí tyče bude problémové po určité pracovní době řetězu. Ten je složen z mnoha malých částí a má tendenci se prodlužovat. Maximální prodloužení určené životností jsou 2% (dle ČSN), 3% (dle DIN) ze základní délky řetězu [23]. Při tomto prodloužení nemusí dojít k zaběhnutí. Musí tak dojít k výměně řetězu, nebo je třeba upravit vzdálenost držáků. V tomto případě byly oba držáky pevné. Jedno z řešení je udělat jeden z držáků posuvný. Obsluha by pak mohla měnit vzdálenost vzhledem k prodloužení řetězu.

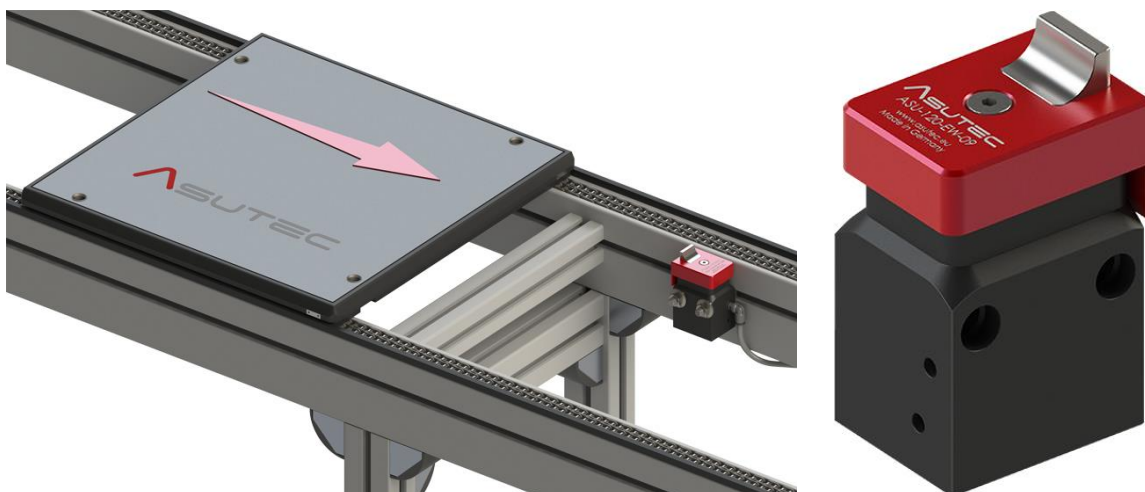


Obrázek 86 – Vyběhnutí tyče ze záběru

### Využití pneumatických separátorů

V průmyslu na automatizačních linkách se používají takzvané separátory palet. Zařízení řízené elektricky nebo pneumaticky, které má za úkol zastavit paletu v určitý okamžik. [26]

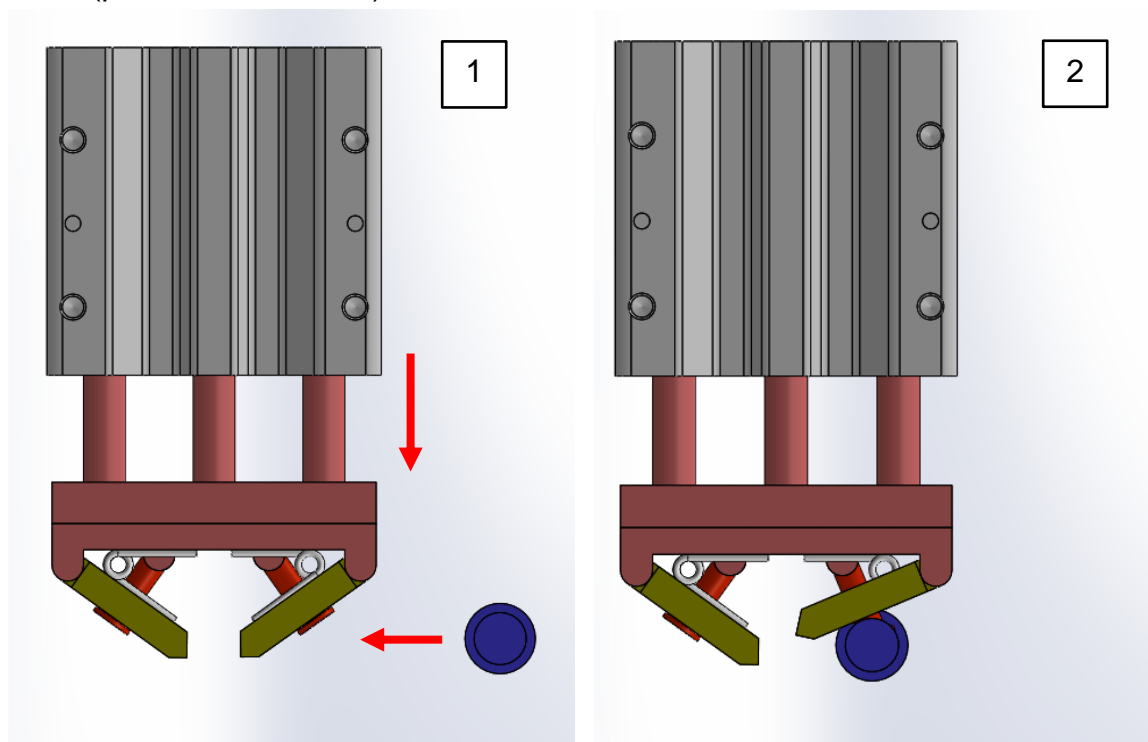
Toto zařízení najde uplatnění jako jedno z koncepčních návrhů pro uchycení mostu na řetězu. Princip zůstává stejný jako v předchozích případech. Úchopové tyče jsou upevněny na řetěz a dva pneumaticky ovládané separátory jsou připevněny na mostě. Mají stejnou polohu jako držáky v předchozím případě. Nyní je však záběr řetězu řízen separátorem a lze most kompletně uvolnit ze záběru. Kontakt úchopové tyče a separátoru je zprostředkován ocelovým palcem, který je vysunut do dráhy tyče. Separátor může být s tlumicím zařízením pro plynulý záběr či bez něj. V tomto případě, kdy je rychlost 0,17 m/s není třeba použít separátor s tlumením. Nevýhodou tohoto zařízení jsou velké rozměry separátoru z důvodů velké hmotnosti mostu.

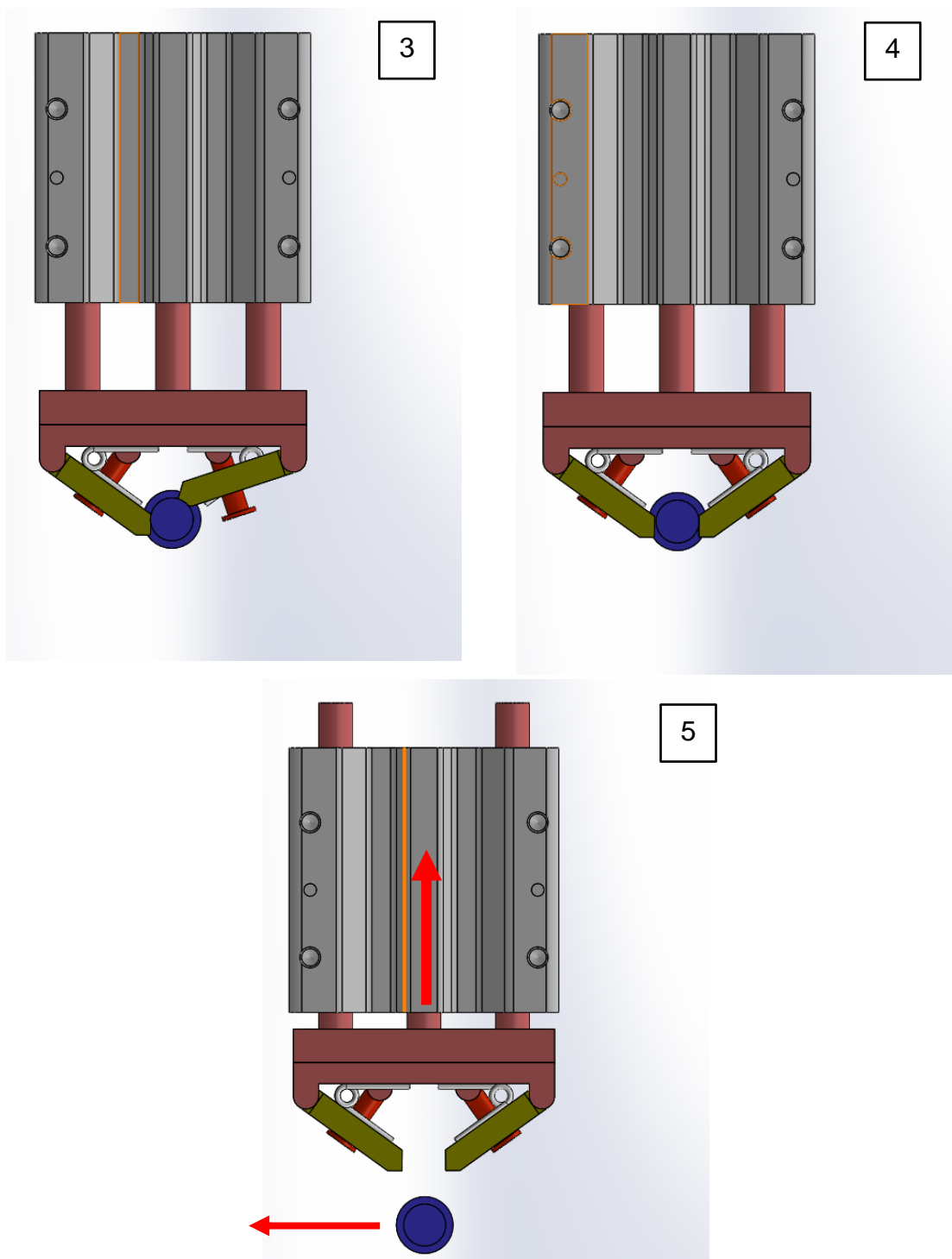


Obrázek 87 – Separátor palet [26]

### Automatický zámek

Finální návrh pracuje na jednoduchém mechanickém principu záklapky s pružinou. Na obr. 88 je znázorněn celý postup uchycení úchopové tyče (zvýrazněna modře) do zařízení zámku, až po její vysunutí ze záběru. Celé zařízení zámku je namontováno ze spodu mostu. Jako v předchozích případech musí tyto zařízení být dvě, jedno na každém konci mostu. Zařízení pro uchycení je tvořeno pneumaticky ovládaným válcem s pístem a dvojítm lineárním vedením (hnědá barva). Dále pak samotným zámek, který je složen ze dvojice otočných klapek (zabarvené zeleně) a dvojicí zkrutných pružin. Klapky jsou ještě pojištěny dvojicí otočných čepů (červená barva), které pojišťují klapky v maximální poloze dolní úvratě (pozice č.1, obr. 88).





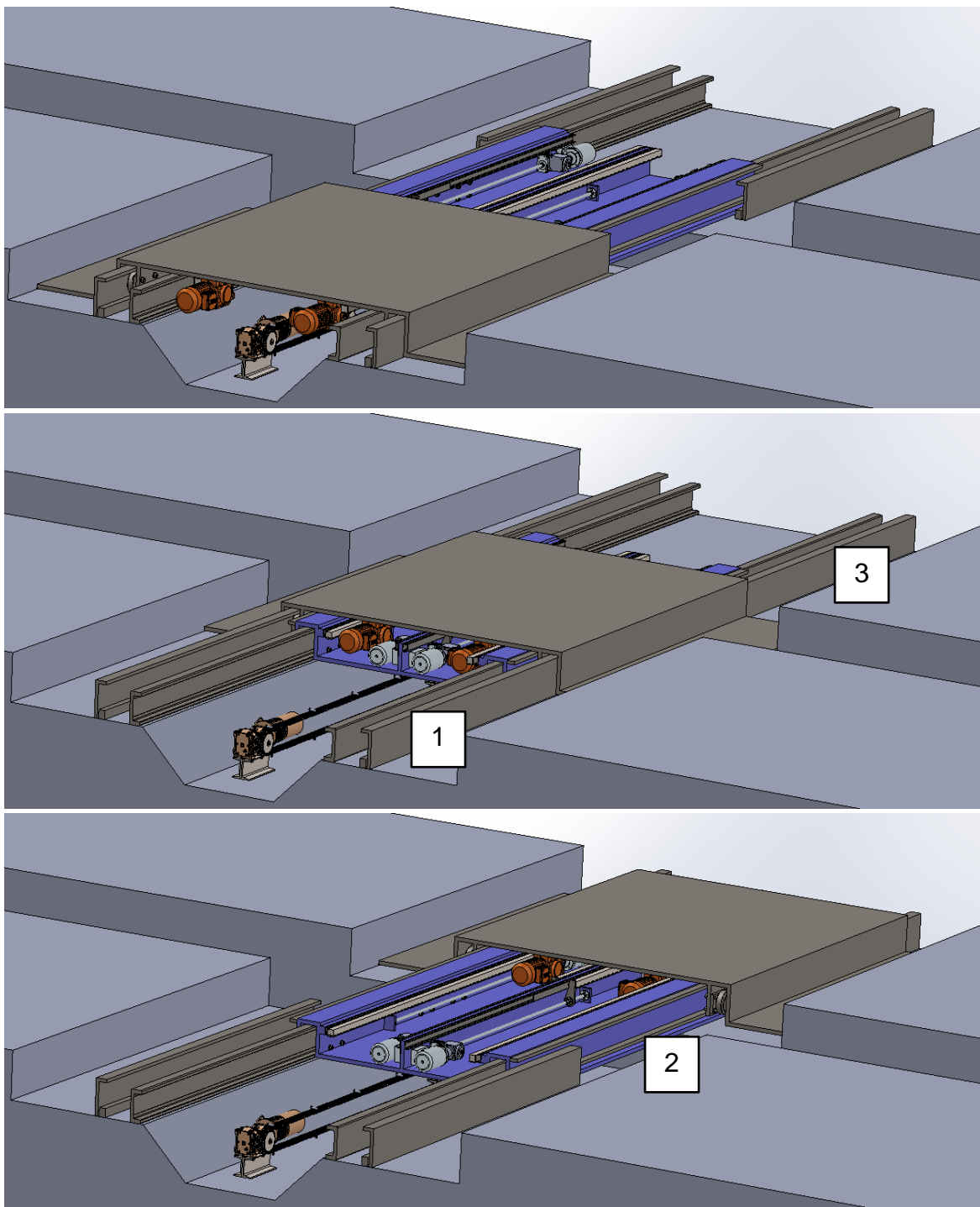
*Obrázek 88 – Postup zamknutí tyče do zámku*

Postup uchycení na tyči je následující. Ovládáním pneumatického pístu se zámek nastaví do trajektorie tyče, která je unášena řetězem (Pozice 1). Při kontaktu tyče s klapkou (Pozice 2) je klapka přitlačena na zkrutnou pružinu. Ta je druhým koncem připevněna na desku. Tyč následně volně projde až ke druhé klapce o kterou se zarazí (Pozice 3). Druhá klapka se nemůže otočit, protože je pojištěna čepem. První klapka se v tuto chvíli díky pružině vrátí do původní polohy a dojde

tak k uzamknutí tyče v zámku (Pozice 4). V tuto chvíli je zámek unášen spolu s řetězem a úchopovou tyčí a most může být vysunut do konečné polohy. Protože je zámek oustraný tak je možno v tomto stavu znovu most zasunout do původní polohy na manipulační vůz. V okamžiku, kdy chceme most vysunout na druhou stranu, je třeba takto zamknutou úchopovou tyč na předchozí straně mostu uvolnit, aby se jiná uchopová tyč mohla uzamknout do druhého zámku na druhé straně mostu. K uvolnění dojde při zasunutí pneumatického pístu zpět do horní polohy (Pozice 5).

#### **6.4. Systém přejezdu příčného vozíku**

Příčný vozík je srdcem celého mechanismu této diplomové práce. Má za úkol přemístění kontejneru. Musí tedy pojíždět po manipulačním voze, mostu a železničním voze a zpět. Dále pak na sobě nese zdvižné zařízení pro nadzdvihnutí kontejneru. Na konstrukci je kladen největší důraz právě zde. Příčný vozík čelí největším zatížením po nejdelší dobu, a to jak statickým, tak dynamickým. Dále pak je složen z nejvíce komponent a pro jeho přesun je třeba systém několika pohonů, které zvládnou přesun na tak velkou vzdálenost.



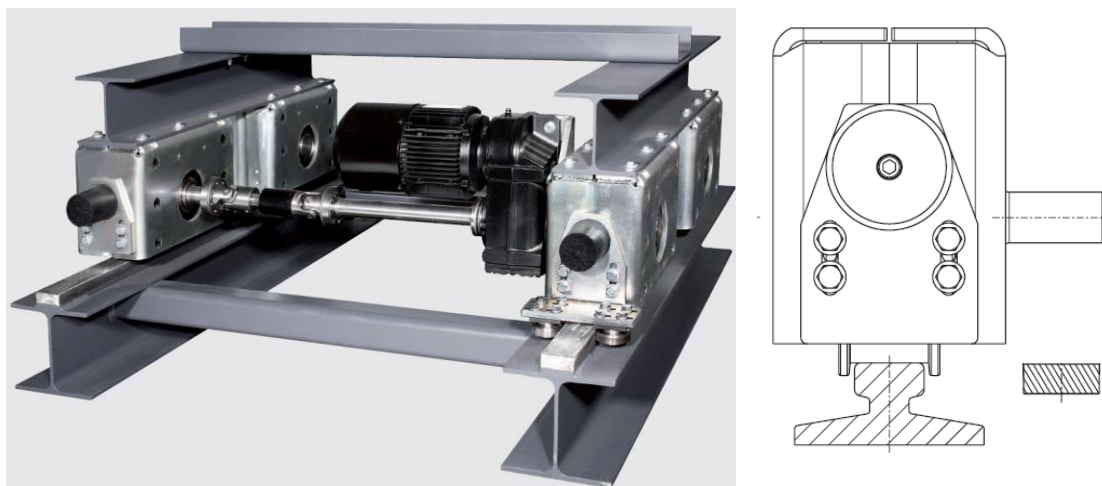
*Obrázek 89 – Přesun příčného vozíku*

Vozík je třeba přesunout do vzdálenosti 4 metry a zpět. Jak je vidět na obr. 89, vozík pojíždí nejdříve po kolejnicích na manipulačním vozu (Pozice 1). Využívá na to vnější rolny (rolna č. 3 na obr. 53). Pak vozík přejede na mostní kolejnice (Pozice 2) kde pojíždí po vnitřních rolnách (rolna č. 2 na obr. 53).

Jedna z možností, jak přesunout vozík jsou bloky s poháněnými koly/rolnami. Na obr. 90 je vozík tvořený čtyřmi bloky kol, kde jsou dvě poháněny elektromotorem.

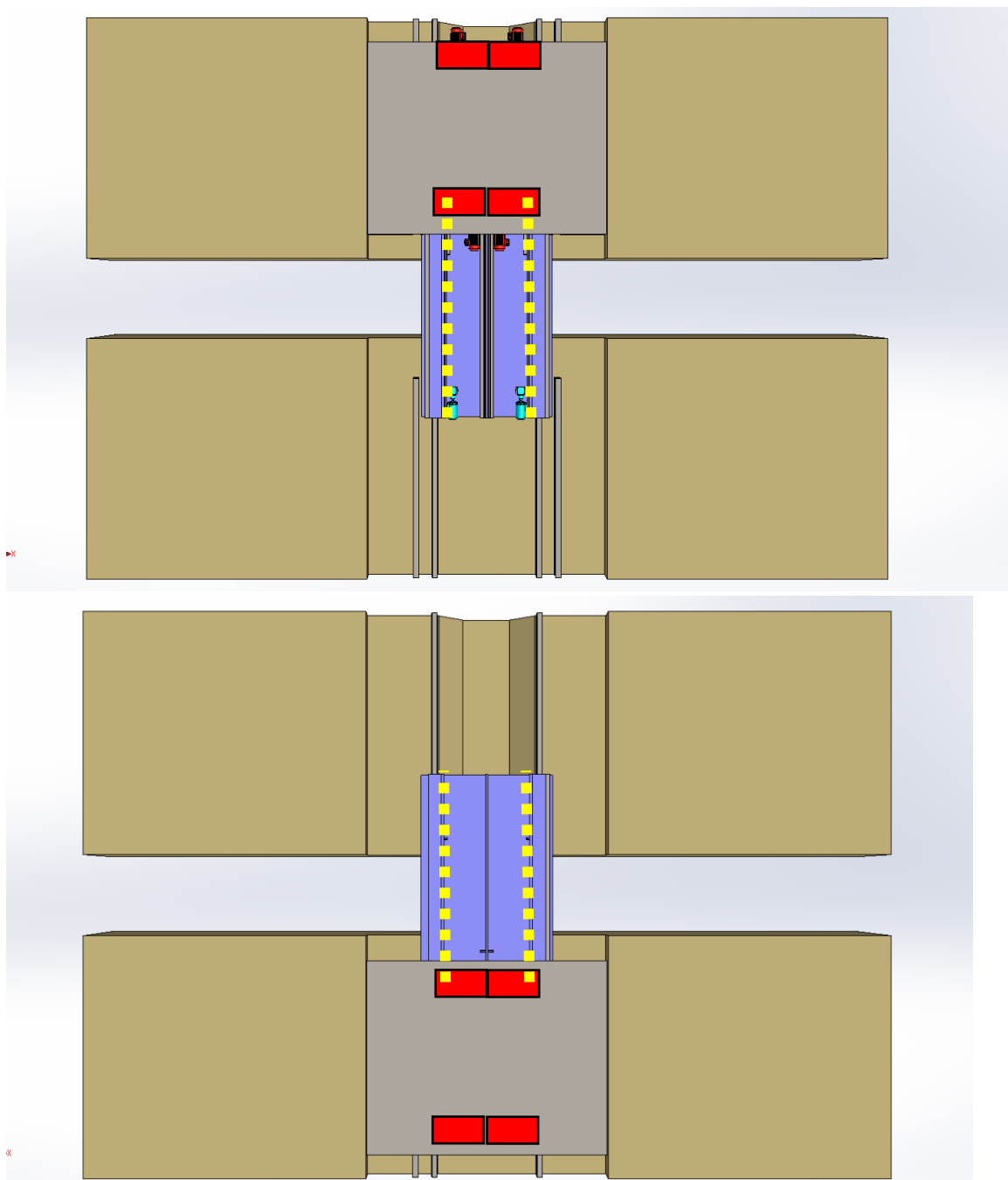


Spojení dvou poháněných kol je realizováno kardanovým hřídelem. Toto řešení má výhodu, že je záběr realizován přímo na kolejnicích, které jsou přirozeně na celé délce pojezdu vozíku. Toto řešení však není vhodné pro tuto aplikaci. Pro danou hmotnost kontejneru vychází zástavbová velikost tohoto zařízení příliš velká na to, aby se vešla do prostoru 300 x 3000 x 3000 mm. Zejména výška 300 mm je velmi omezující s přihlédnutím na to, že do prostoru se musí vejít ještě most a zdvižná platforma.



Obrázek 90 – Vozík s poháněnými rolnami a schéma bloku kola [19]

Dále jsem se zaměřil na systém ozubeného hřebenu a pastorku. Toto konstrukční řešení je koncipováno tak, že na délku celého mostu budou upevněny dva ozubené hřebeny. Dva hřebeny pro symetrický záběr. Na příčný vozík pak budou namontovány dva pohony s pastorkem na každý konec vozíku. Celkově tedy čtyři pohony s pastorkem. Nejvhodnější by bylo volit pouze dva pohony na dva ozubené hřebeny. Díky dvěma pohonům se nutný výkon pro přesun plně naloženého vozíku rozloží na tyto dva pohony a zmenší se jejich zástavbová velikost. Celkově čtyři pohony jsou voleny nejen pro další redukci velikosti pohonů, ale hlavně z důvodu délky hřebenů. Na obr. 91 jsou znázorněny dva ozubené hřebeny (žlutě přerušované čáry), a čtyři pohony s pastorkem (červené obdélníky). Zde je názorně vidět, že délka mostu je příliš krátká, tudíž délka hřebenů je také omezena na 3 metry délky. Při přesunu příčného vozíku do 4 metrů to není dostatečné. Proto je nutné, aby pohony byly umístěny na koncích vozíku, tak aby dva na krajích byly vždy v záběru s ozubeným hřebenem.



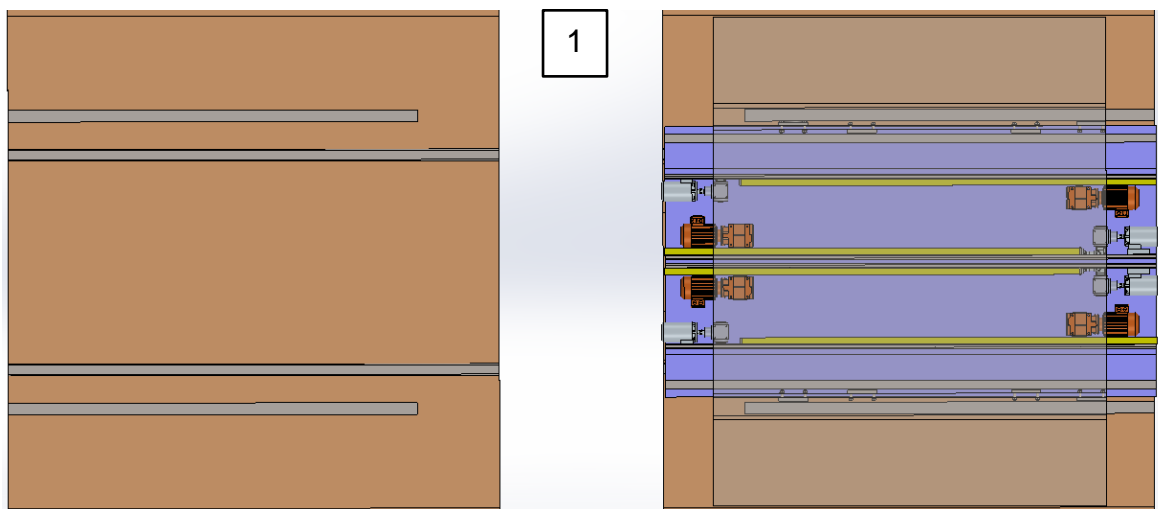
*Obrázek 91 – Přesun příčného vozíku, horní pohled*

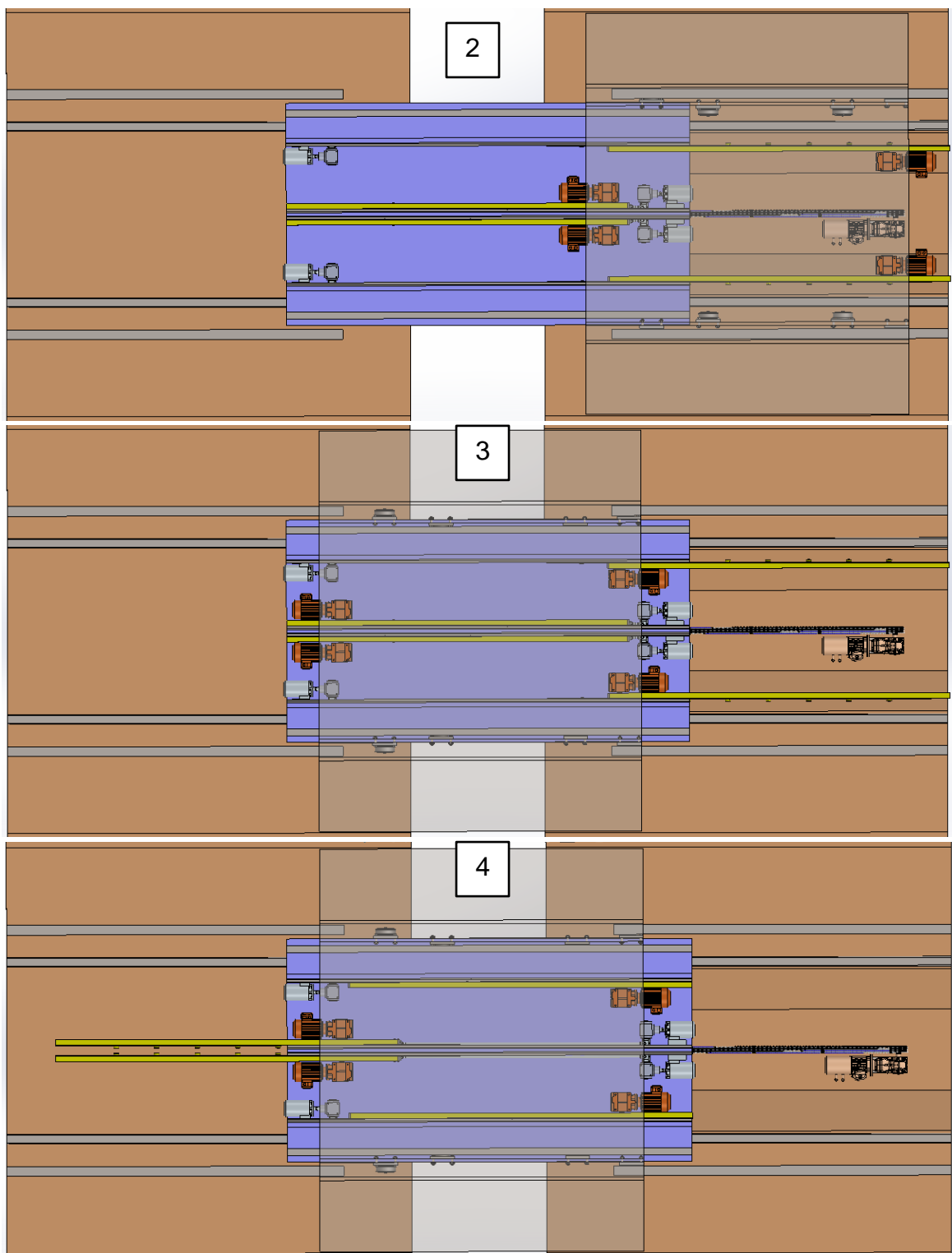
Tato možnost není optimální. Z hlediska vyběhnutí pastorku ze záběru a jeho následné znovu zaběhnutí je značně problematické. Pro správný záběh by muselo být velmi přesné řízení elektromotorů, které by se před očekávaným kontaktem zpomalily na minimální rychlost, a senzorikou by se musel hlídat kontakt zubu pastorku s hřebem.

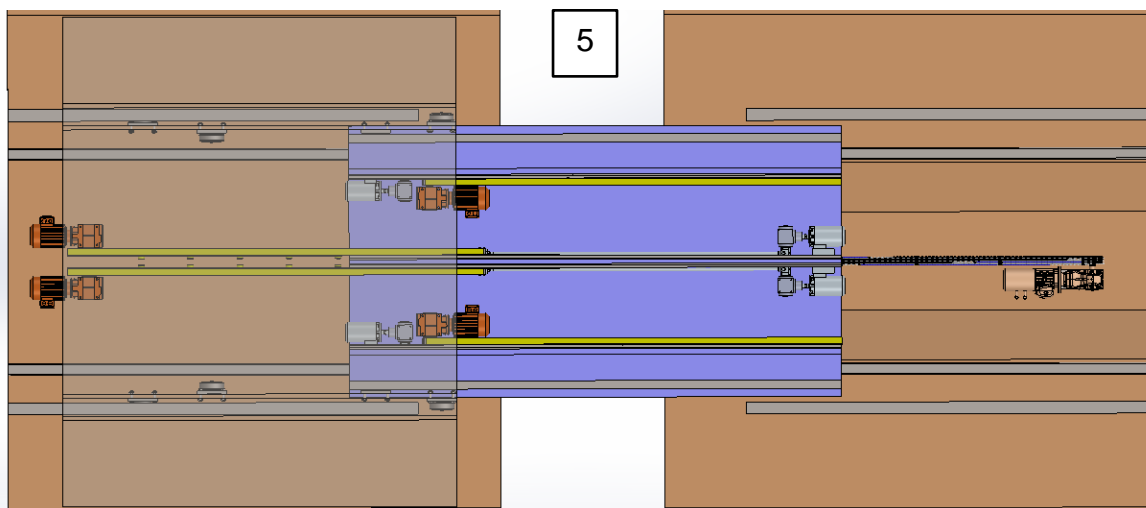
### 6.4.1. Výsuvné hřebeny

Jako optimální řešení jsem zvolil výsuvné hřebeny. Cílem je zajistit stálý záběr všech pastorků v hřebenu. Hřebeny jsou proto výsuvné. Jsou po celé délce připevněny na lištu s pojízdnými rolnami. Tyto rolly malého průměru pojíždí ve svých kolejnicích profilu U. Mohu zde umístit několik roln za sebou a mohu zanedbat výpočet, protože rolly budou zatíženy pouze tíhou ozubeného hřebenu. Hřeben je otočen zuby dolů. Je to z důvodu zajištění snadného odvodu nečistot z prostoru zubních mezer. Ke každému hřebenu je připojena pohybová nerotační matice s přírubou. Matice je uložena na dlouhém rotačním šroubu. Díky tomu je možno polohovat s ozubeným hřebenem tak, aby zůstal v záběru.

Postup přejezdu příčného vozíku je znázorněn na obr. 92 v pěti krocích. V prvním kroku je most (modře zabarvený) je v počáteční poloze, stejně tak příčný vozík (transparentní). Pro přehlednost jsou výsuvné ozubené hřebeny zabarveny žlutě a jsou pevně spojeny s mostem. Čtyři pohonná ústrojí, tvořená elektromotorem, převodovkou a pastorkem na výstupní hřídeli (zabarveny oranžovou barvou). V druhém kroku probíhá vysunutí mostu do jeho konečné polohy, jak již bylo popsáno v kapitole 6.3. Je zde vidět, že vnitřní hřebeny zůstávají vůči mostu v klidu, respektive přesunou se s mostem, zatímco vnější hřebeny zůstávají v klidu vůči příčnému vozíku, respektive vysouvají se směrem od mostu. Vnitřní hřebeny zůstávají na mostu díky stojícímu, zároveň zabrzdnému rotačnímu šroubu a jeho pohonu. Při výsunu mostu tak dochází ke zpětnému pohybu pastorků vnitřních pohonů po vnitřních hřebenech. Pohony na vnitřní straně tedy musí reverzovat. Vnější pohony jsou v klidu a nedochází k pohybu mezi pastorkem a hřebenem. Tohoto stavu je docíleno vysouváním vnějších hřebenů proti pohybu mostu stejnou rychlostí.



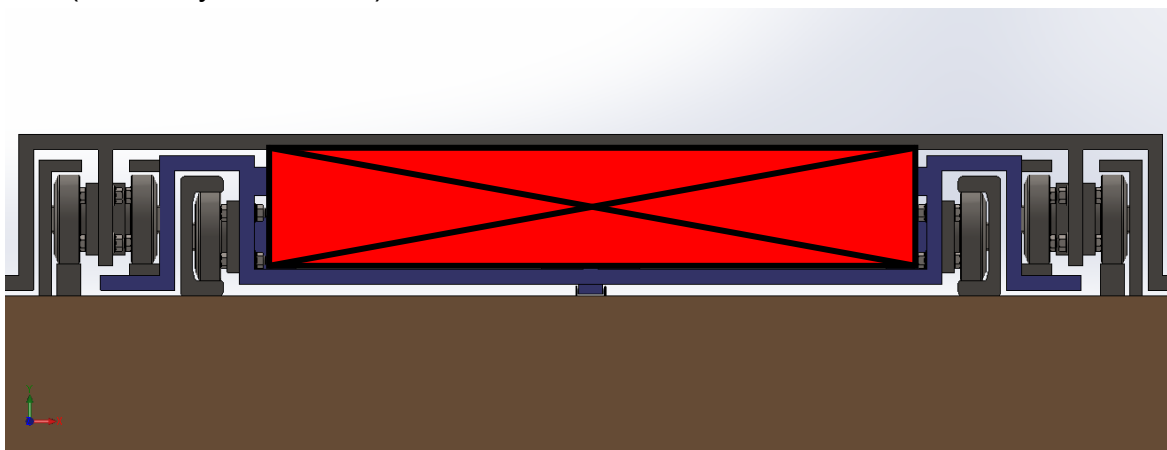




Obrázek 92 – Přejezd příčného vozíku s výsuvnými hřebeny

V kroku 3 má příčný vozík připravenou dráhu pro své všechny čtyři pohony. Přejede tedy doprostřed na most. Zde si můžeme všimnout, že dál nemůže v pohybu pokračovat, protože je na konci ozubených hřebenů. V kroku 4 tedy se musí vysunout všechny hřebeny doleva tak, aby se znovu připravila dráha pro dokončení přesunu vozíku. Při výsuvu hřebenů v tomto kroku musí všechny hřebeny reverzovat a vozík musí být zabrzděn vůči mostu. V kroku 5 dochází k dokončení přesunu vozíku do cílové polohy, odkud je příčný vozík připraven ke zpětnému návratu do původní polohy v kroku 1. Celý tento systém je taktéž vhodný pro symetrický výsuv na druhou stranu.

V této fázi výběr správného pohonu a následné celkové uspořádání pohonů, hřebenů a jejich výsuvných zařízení bylo značně obtížné, zejména po prostorové stránce. Na obr. 93 je znázorněn prostor, ve kterém je systém umístěn. Rozměry tohoto prostoru po zabudování zdvižného mechanismu (popsaný v kapitole 6.5), umístění pojezdových rolen a jejich kolejnic a také vymezení dostatečných vůlí mezi jednotlivými pohyblivými komponenty byly omezeny na 1133 mm x 201,5mm x 3000 mm (šířka x výška x délka).



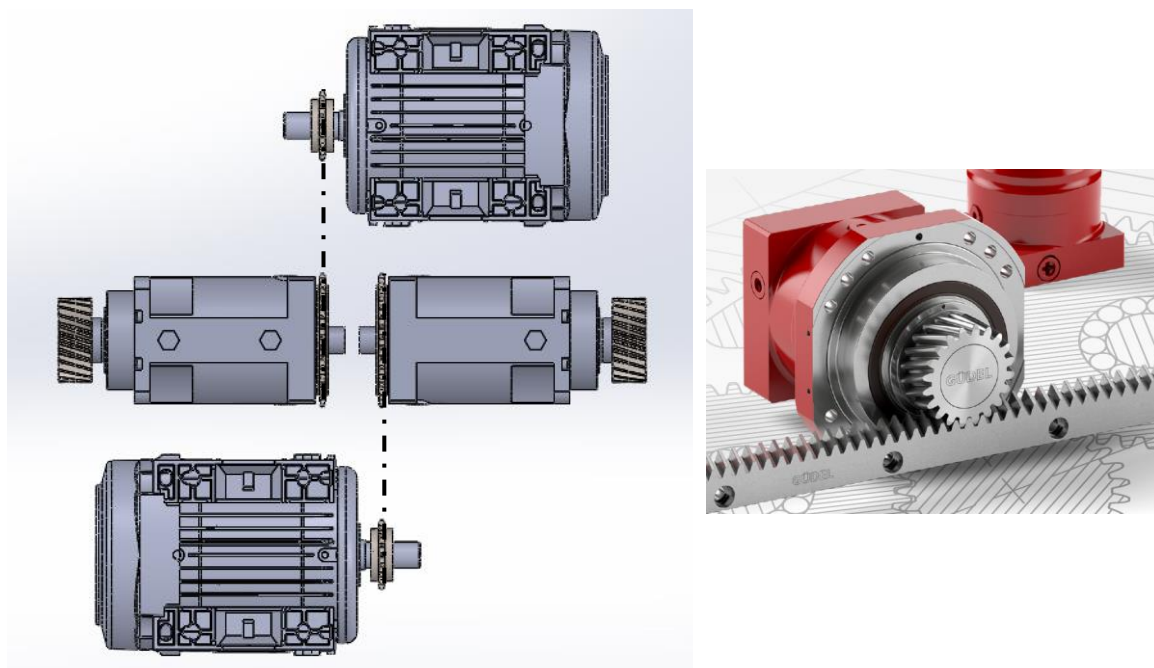
Obrázek 93 – Prostor pro systém přejezdu příčného vozíku

### 6.4.2. Výběr pohonu

Pro výběr pohonu jsem navrhl několik variant uspořádání. Pro návrhovou rychlost vozíku 0,1 m/s jsem volil převodovky s převodovým poměrem 60.

#### Planetová převodovka

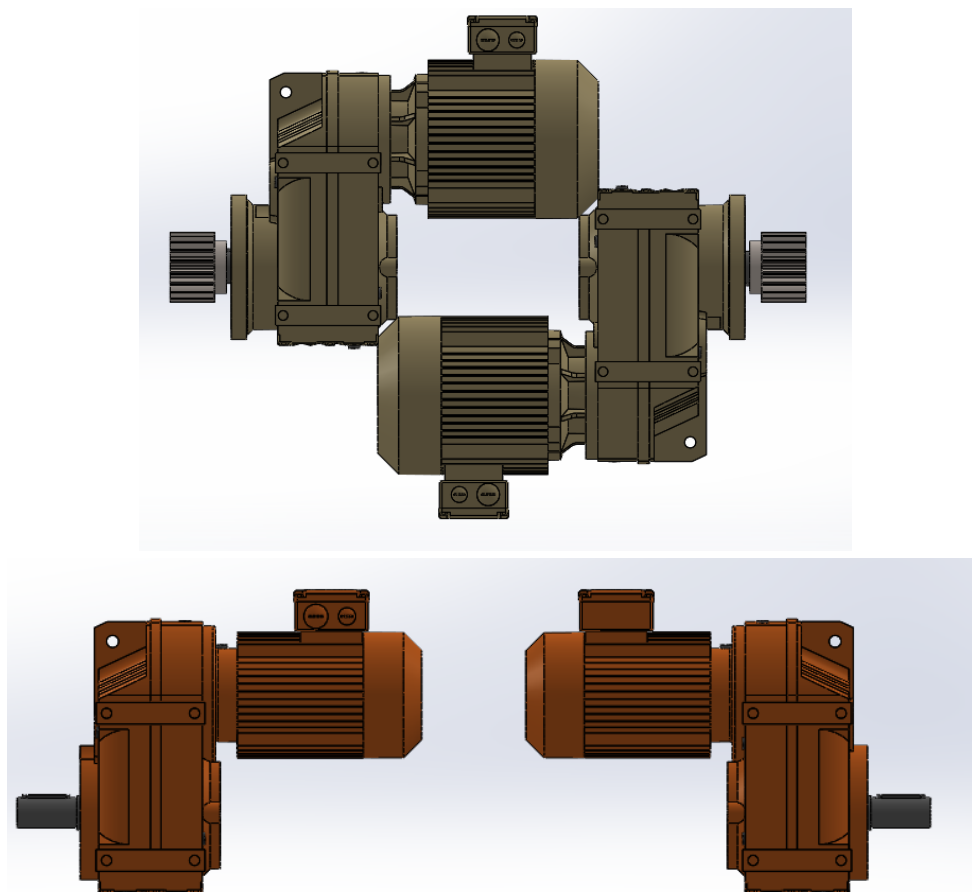
Jedním z návrhů je planetová převodovka, která má přijatelné rozměry pro větší převodové poměry. Její nevýhoda je nutný podélný rozměr pro navržený převodový poměr. V této aplikaci je tedy třeba vložit ještě jeden převod, například řetězový. Kvůli vyšší ceně převodovky a praxi, kde se tento postup s řetězem nepoužívá, není tato aplikace příliš vhodná.



Obrázek 94 – Planetová převodovka [26]

#### Čelní plochá převodovka

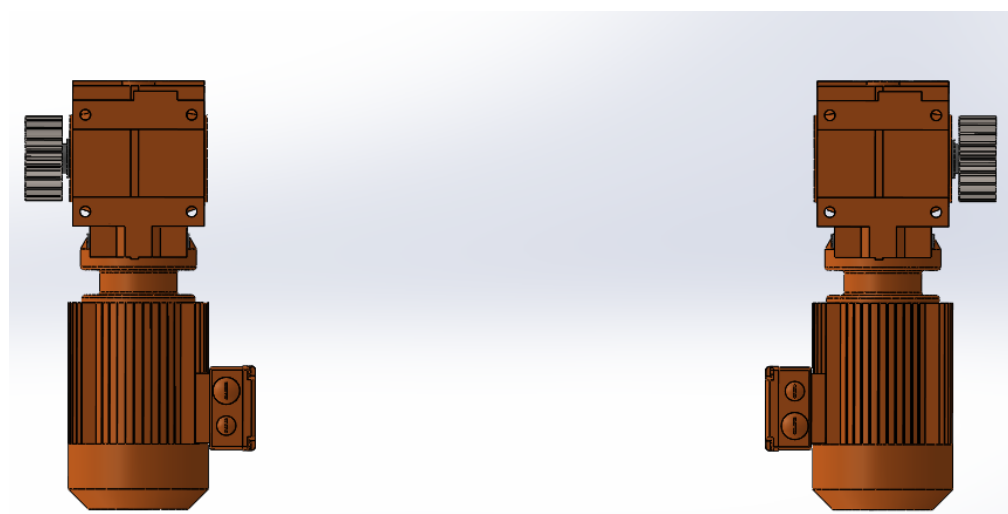
Další návrh obsahuje čelní převodovku ve dvou variantách uspořádání. Na obr. 95 jsou dvě uspořádání respektující koaxiálnost výstupních hřídelí s pastorkem. První návrh je s uspořádáním převodovek zadní stranou k sobě a na druhém je uspořádání elektromotorů zadní stranou k sobě. Tato převodovka je velmi vhodná pro tuto aplikaci, co se týče zástavbové velikosti pro daný výkon a převodový poměr. Jediná nevýhoda je elektromotor, který je namontován na straně převodovky a zabírá tak mnoho místa potřebného pro další komponenty.



Obrázek 95 – Čelní převodovka ve dvou uspořádáních

### Šneková převodovka

Finálním návrhem je šneková převodovka. Pro navržený výkon a převodový poměr splňuje tato převodovka všechny nároky, a to zejména prostorové, kde je elektromotor v jedné linii s převodovkou.



Obrázek 96 – Šneková převodovka



#### 6.4.2.1. Výpočet zvoleného pohonu

Nejdříve je třeba vypočítat potřebnou tažnou sílu pro rozpohybování vozíku. Výpočet je proveden pro nejzatíženější stav, kdy je naložen kontejner na vozík.

$$m_{\text{vozík}} = 1\,800\text{ kg}$$

$$m_{\text{kontejner}} = 17\,500\text{ kg}$$

$$v_{\text{vozík}} = 0,1\text{ m/s}$$

##### Tíhová síla vozíku

$$F_g = g \cdot m_{\text{vozík}} + g \cdot m_{\text{kontejner}} \quad (105)$$

$$F_g = 9,81 \cdot 1\,800 + 9,81 \cdot 17\,500$$

$$F_g = 206\,991\text{ N}$$

##### Síla valivého odporu

Jako statická odporová síla proti pohybu působí valivý odpor 4 rolen.

$$F_{\xi} = F_g \cdot \frac{\xi}{\frac{d_{\text{rolny}}}{2}} \quad (106)$$

$$F_{\xi} = 206\,991 \cdot \frac{0,0005}{\frac{0,149}{2}}$$

$$F_{\xi} = 1\,389,2\text{ N}$$

##### Setrvačná síla

Dále na celou soustavu působí setrvačná síla při rozjezdu.

$$F_s = \frac{F_g}{g} \cdot \frac{\Delta v_{\text{vozík}}}{\Delta t_{\text{vozík}}} \quad (107)$$

$$F_s = \frac{206\,991}{9,81} \cdot \frac{0,1}{0,1}$$

$$F_s = 21\,224,07\text{ N}$$

##### Celková tažná síla

$$F_t = F_{\xi} + F_s \quad (108)$$

$$F_t = 1\,389,2 + 21\,224,07$$

$$F_t = 22\,613,27\text{ N}$$

Tahová síla na jeden elektromotor je tedy čtvrtinová

$$\frac{F_t}{4} = 5\,653,32\text{ N} \quad (109)$$

### Návrhový výkon

$$P_{Návrh} = \frac{F_t}{4} \cdot v_{vozík} \quad (110)$$

$$P_{Návrh} = 5\,653,32 \cdot 0,1$$

$$P_{Návrh} = 0,568 \text{ kW}$$

V tab. 16 jsou hodnoty zvoleného pohonu a na obr. 97 je jeho schéma.

Tabulka 16 – Hodnoty zvoleného pohonu [28]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon elektromotoru	$P_{mot}$	0,75	kW
Otáčky elektromotoru	$n_1$	1400	ot/min
Převodový poměr převodovky	$i$	55	-
Skutečný převodový poměr	$i_{real}$	54,59	-
Výstupní otáčky	$n_2$	25,28	ot/min
Výstupní moment	$M_2$	225	Nm
Maximální přípustná síla na výstupu	$F_{R2}$	7 650	N

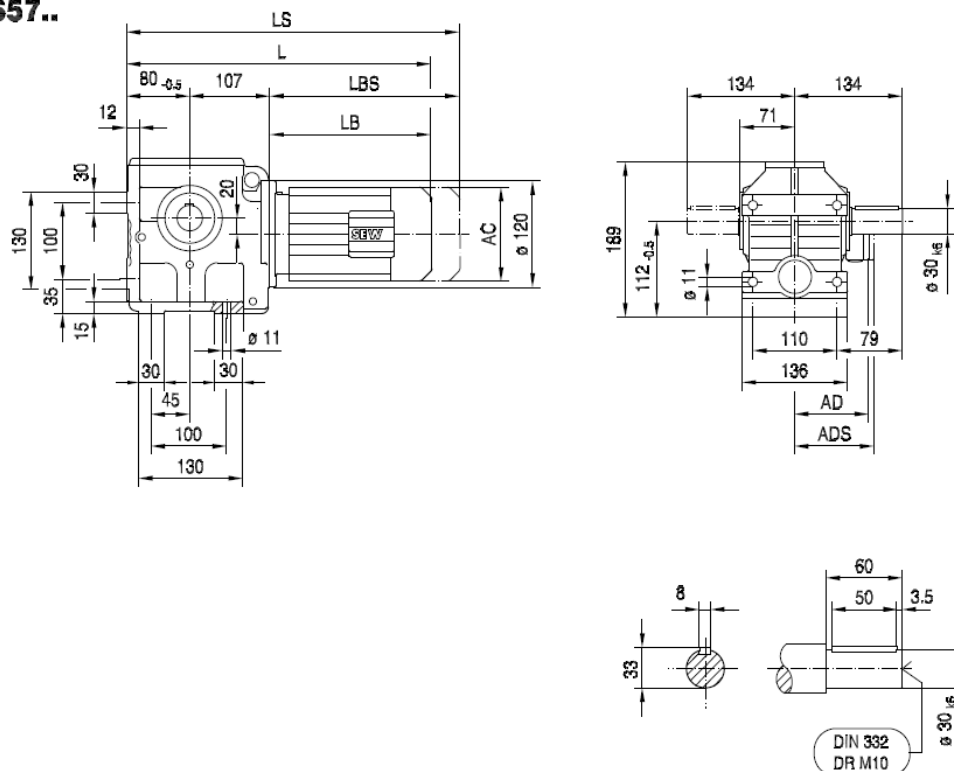
Výběr motoru musí odpovídat požadavku na výkon.

### Výkon elektromotoru

$$P_{mot} > P_{Návrh} \quad (111)$$

$$0,25 \text{ kW} > 0,568 \text{ kW} \text{ podmínka splněna}$$

S57..



Obrázek 97 – Schéma vybrané převodovky [28]

Dále pro poháněný pastorek volím modul ozubení a počet zubů:

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$z = 19$$

**Roztečná kružnice pastorku**

$$d = m \cdot z \quad (112)$$

$$d = 4 \cdot 19$$

$$d = 76 \text{ mm}$$

**Síla v ozubení**

$$F_{ozub} = \frac{M_2}{\frac{d}{2000}} \quad (113)$$

$$F_{ozub} = \frac{225}{\frac{76}{2000}}$$

$$F_{ozub} = 5\,921,05 \text{ N}$$

$$F_{ozub} > \frac{F_t}{4} \quad (114)$$

$5\,921,05\,N > 5\,653,32\,N$  Splněno

$$F_{R2} > F_{ozub} \quad (115)$$

$7\,650\,N > 5\,921,05\,N$  Splněno

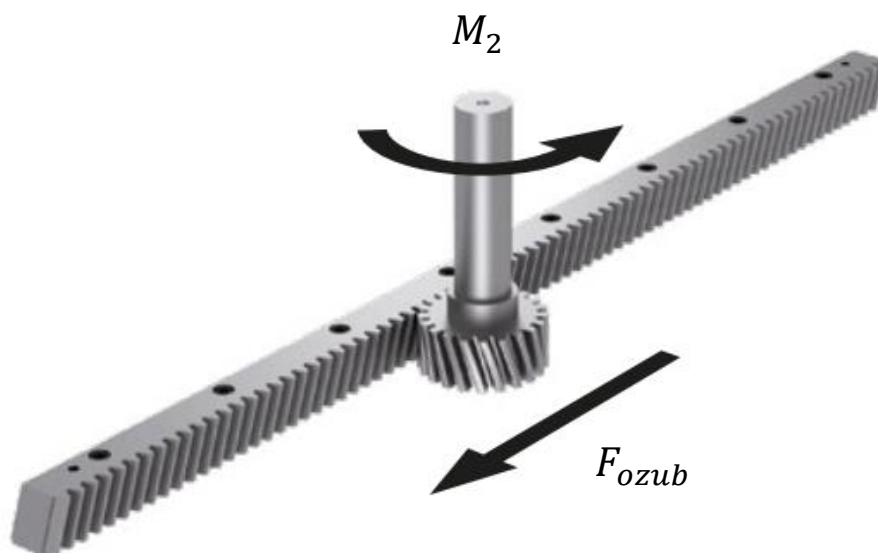
**Součinitel bezpečnosti**

$$k = \frac{F_{R2}}{F_{ozub}} \quad (116)$$

$$k = \frac{7\,650}{5\,921,05}$$

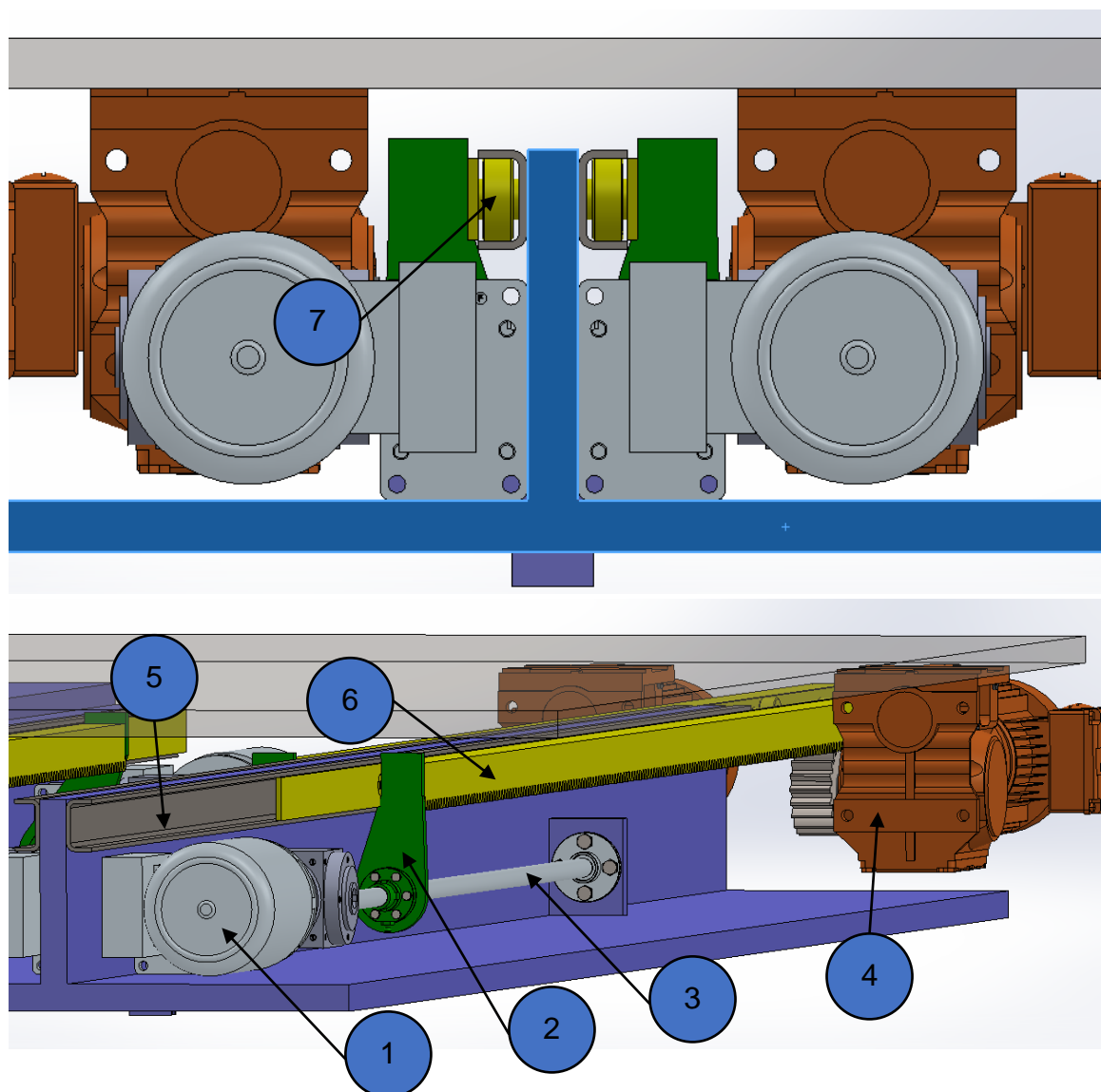
$$k = 1,3$$

Pastorek s působící silou v ozubení je na obr. 98.



Obrázek 98 – Pastorek s ozubeným hřebenem [27]

#### 6.4.1. Pohon výsuvného hřebenu

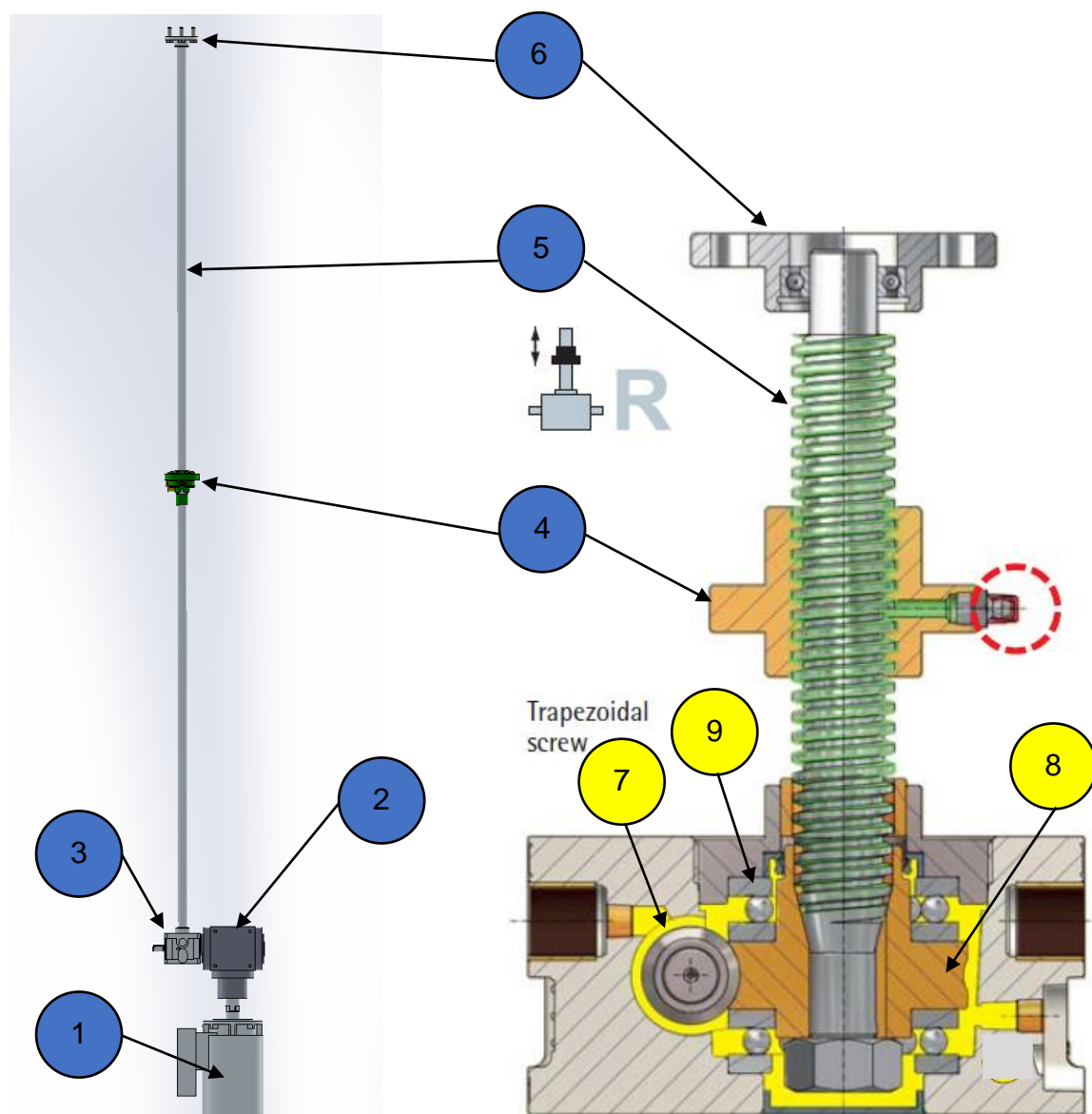


Obrázek 99 – Popis pohonu výsuvného hřebenu

Uspořádání pohonu výsuvného hřebenu je na obr. 99. Pohon s elektromotorem (pozice 1) otáčí rotačním šroubem (pozice 3). Rotační šroub pohybuje s translační maticí (pozice 2). Ta je připojena přes přírubu s výsuvným ozubeným hřebenem (pozice 6). Na hřebenu jsou namontovány rolny (pozice 7), které pojíždí v kolejnici s profilem U (pozice 5). S hřebenem je v záběru pastorek s převodovkou (pozice 4).

Sestava pohonu a řez šroubovým zvedákem je na obr. 100. Soustava je poháněna elektromotorem s brzdou (pozice 1). Přes pružnou spojku je výkon přenášán do úhlové převodovky s převodovým poměrem 1 (pozice 2). Úhlová převodovka má dutý výstupní hřídel, do kterého je nasunut vstupní hřídel šroubového zvedáku (pozice 3). Na vstupním hřídeli zvedáku je šnek (pozice 7)

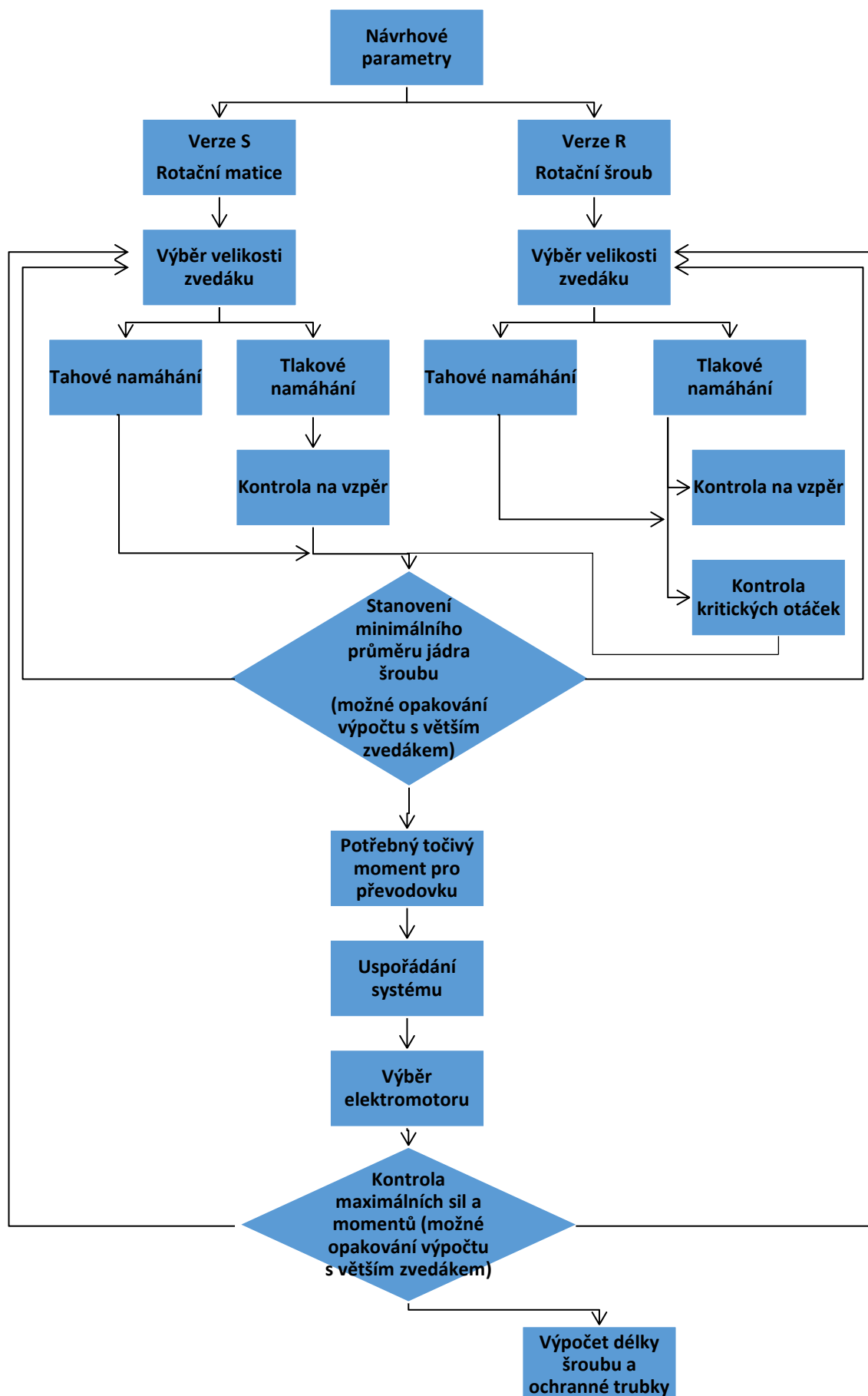
pohánějící šnekové kolo (pozice 8). Přenášené reakce zachytává axiální ložiska (pozice 9). Spolu se šnekovým kolem se otáčí i rotační šroub (pozice 5). Rotací šroubu je posouvána translační matice (pozice 4), která je přes přírubu držena, aby se neotáčela. Rotační šroub je na konci uložen do ložiska, které je v pevné přírubě (pozice 6).



Obrázek 100 – Sestava pohonu (vlevo) a řez šroubovým zvedákem [29]

#### 6.4.1.1. Výpočet pohonu a šroubového zvedáku

Na obr. 101 je rozhodovací diagram podle kterého vybírám šroubový zvedák.



Obrázek 101 – Rozhodovací diagram při výběru šroubového zvedáku [29]  
ZAŘÍZENÍ PRO PŘÍČNOU MANIPULACI PŘEKLÁDÁNÍ KONTEJNERU



Výpočet dle [29]

Volím návrhové vstupní parametry:

$$v_{hřeben} = 0,1 \text{ m/s}$$

$$l_{výsuv} = 1\,700 \text{ mm}$$

$$F_{Dmax} > F_{ozub} \quad (117)$$

Volím rotační šroub R-10

$$F_{Dmax} = 10\,000 \text{ N}$$

$$10\,000 > 5\,921,05 \text{ N Splněno}$$

Síla na ozubení pastorku se přenáší na ozubený hřeben a dále na translační matici. Podle směru pojezdu příčného vozíku buď na šroub působí tažná, nebo tlačná síla.

### Kontrola na vzpěr

$$F_{ozub} = F_{krit} \quad (118)$$

$$J_{min} = \frac{F_{krit} \cdot k \cdot l_{výsuv}^2}{\pi^2 \cdot E \cdot n_v} \quad (119)$$

$$J_{min} = \frac{5\,921,05 \cdot 3 \cdot 1\,700^2}{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 4}$$

$$J_{min} = 6\,192,11 \text{ mm}^4$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{J_{min} \cdot 64}{\pi}} \quad (120)$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{6\,192,11 \cdot 64}{\pi}}$$

$$d_{min} = 18,84 \text{ mm}$$

Zvedák disponuje šroubem s lichoběžníkovým závitem Tr 30x6

$$d_{3min} = 22,1 \text{ mm}$$

$$d_{3min} > d_{min} \quad (121)$$

$$22,1 \text{ mm} > 18,84 \text{ mm} \text{ vyhovuje}$$

### Kontrola maximálních otáček

Kontrola na maximální otáčky šroubu [29] – pracovní otáčky nesmějí přesáhnout 80% maximálních povolených otáček.

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{Tkrit} \cdot f_{krit} \quad (122)$$

$$n_{max} = 0,8 \cdot 700 \cdot 1$$

$$n_{max} = 560 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_c} = \frac{n_1}{i_{zv} \cdot i_{up}} \quad (123)$$

$$n_2 = \frac{1480}{6 \cdot 1}$$

$$n_2 = 246,67 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{max} > n_2 \quad (124)$$

$$560 \text{ min}^{-1} > 246,67 \text{ min}^{-1} \text{ splněno}$$

### Vstupní moment

Určení vstupního momentu na šroubovém zvedáku.

$$M_1 = \frac{F_{ozub} \cdot p_{\xi}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{zv} \cdot \eta_{šroubu} \cdot i_{zv}} + M_{vol} \quad (125)$$

$$M_1 = \frac{5\,921,05 \cdot 6}{2000 \cdot \pi \cdot 0,84 \cdot 0,391 \cdot 6} + 0,26$$

$$M_1 = 4,59 \text{ Nm}$$

### Návrhový výkon

$$P_{návrh} = k \frac{M_1 \cdot n_1}{9550} \quad (126)$$

$$P_{návrh} = 1,5 \frac{4,59 \cdot 1480}{9550}$$

$$P_{návrh} = 1,07 \text{ kW}$$

### Výkon elektromotoru

Volím motor  $P_m = 1,5 \text{ kW}$  tak, aby splňoval podmínku:

$$P_m > P_{návrh} \quad (127)$$

### Součinitel bezpečnosti

Maximální točivý moment na vstupu. [29] Není doporučeno překračovat tuto hodnotu pro dosažení optimální životnosti převodovky.

$$M_{1max} = 13,5 \text{ Nm}$$

$$M_{1max} > M_1 \quad (128)$$

$$13,5 \text{ Nm} > 4,59 \text{ Nm} \text{ Splněno}$$

$$k = \frac{M_{1max}}{M_1} \quad (129)$$

$$k = \frac{13,5}{4,59}$$

$$k = 2,94$$

### Výstupní moment

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_{zv} \cdot \eta_{šroubu} \cdot i_c \quad (130)$$

$$M_2 = 4,59 \cdot 0,84 \cdot 0,391 \cdot 6$$

$$M_2 = 9,05 \text{ Nm}$$

### Celková délka šroubu

$$l_{celk} = l_{vysuv} + l_{zákl\_délka} + l_{vlnovec1} + l_{matice} + l_{vlnovec2} \quad (131)$$

$$l_{celk} = 1700 + 144 + 58 + 95 + 56$$

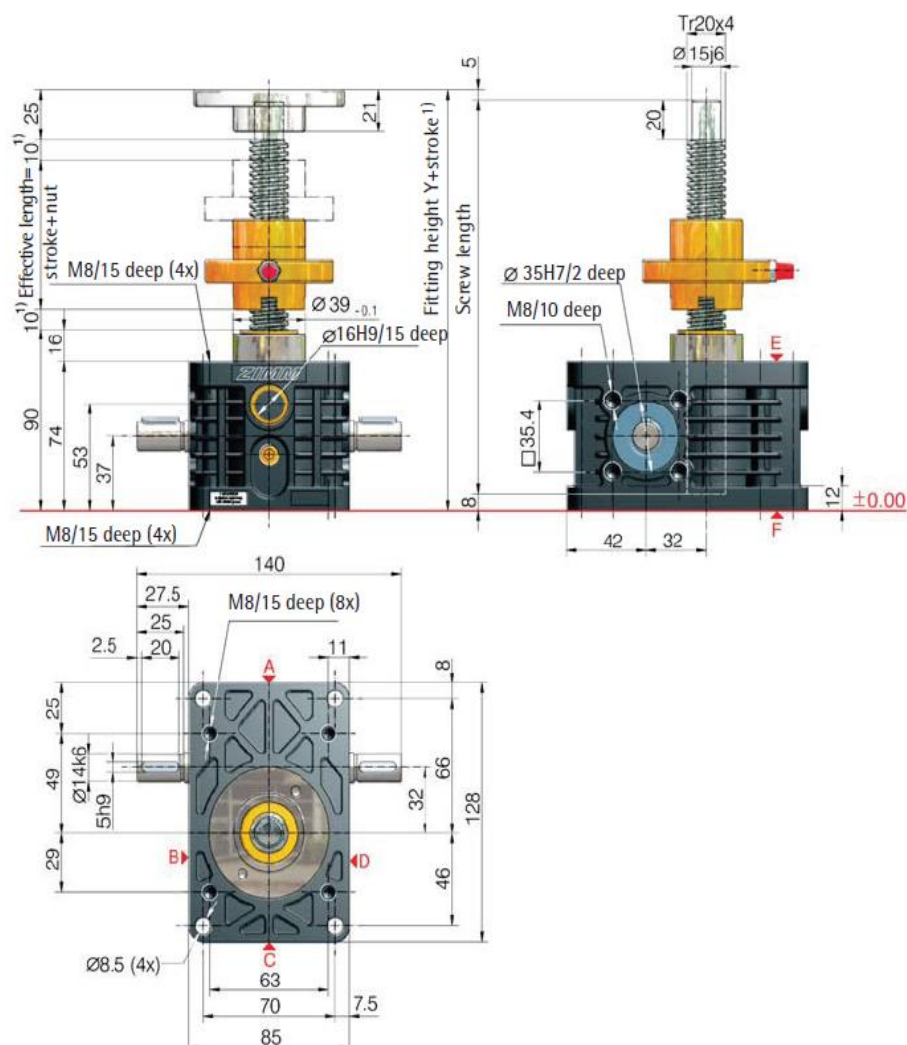
$$l_{celk} = 2\,053 \text{ mm}$$

Hodnoty zvoleného zvedáku a jeho pohonu jsou v tab. 17 a jeho schéma na obr. 102. Tělo zvedáku je vyroben z nerezové oceli. Hřídel šneku je ocelová, šnekové kolo z bronz. Oproti běžnému šroubu Tr 20x4 jsem zvolil větší Tr 30x6.

Tabulka 17 – Hodnoty pohonu zvedáku R-10 [29]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon elektromotoru	$P_{mot}$	1,5	kW
Otáčky elektromotoru	$n_1$	1480	ot/min
Převodový poměr úhlové převodovky	$i_{up}$	1	-
Převodový poměr převodovky zvedáku	$i_{zv}$	6	-
Výstupní otáčky	$n_2$	246,67	ot/min
Výstupní moment	$M_2$	9,05	Nm
Vysunutí na otáčku	$s$	1	mm/ot
Maximální síla působící na šroub	$M_{max}$	10 000	N

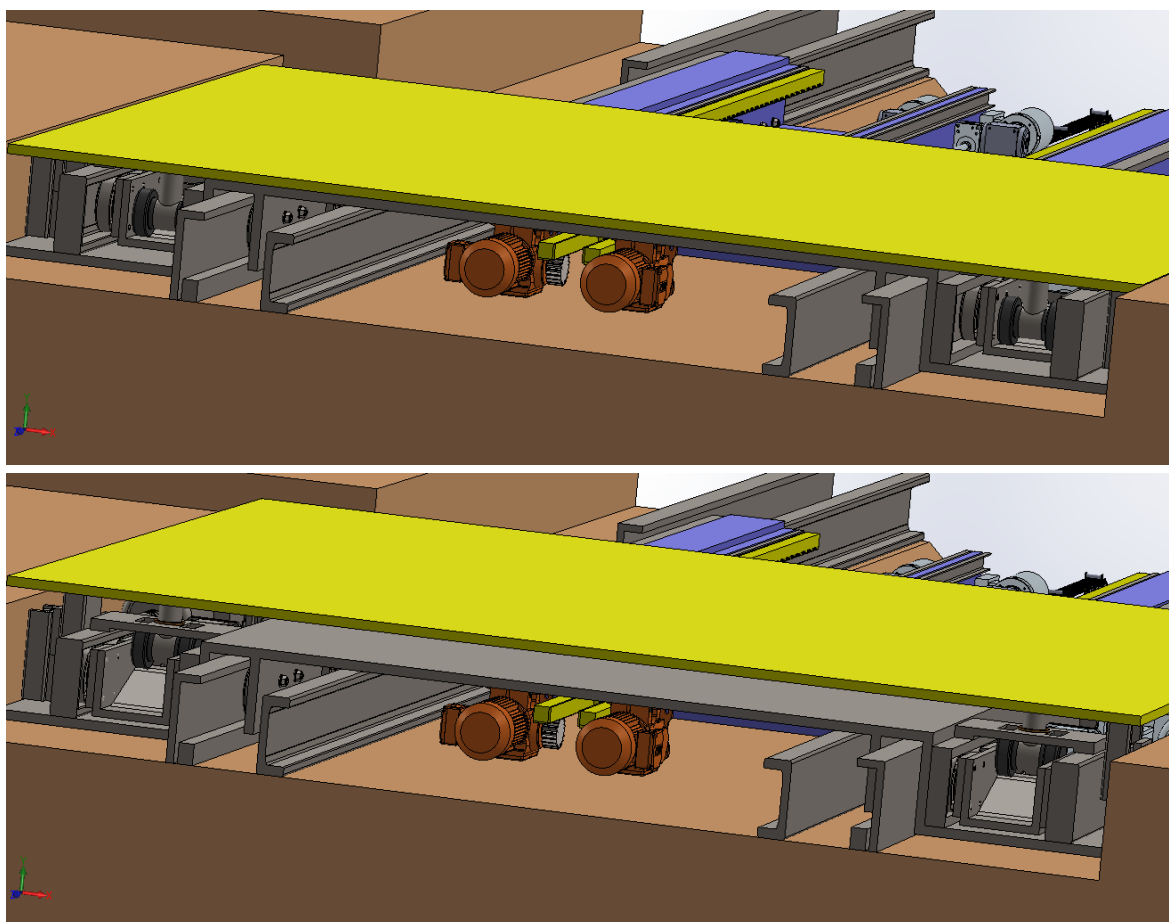
<b>Rotační šroub s lichoběžníkovým závitem</b>	$Tr\ d \times p_{\xi}$	Tr 30x6	mm
<b>Pracovní teplota převodovky</b>	$t$	60	°C
<b>Moment setrvačnosti převodovky</b>	$I$	0,641	kg/cm <sup>2</sup>
<b>Hmotnost zvedáku</b>	$m$	2,1	kg
<b>Hmotnost jednoho metru šroubu</b>	$m_{\xi}$	2	kg/m



Obrázek 102 – Schéma zvedáku R-10 [29]

## 6.5. Zdvížený mechanismus

Zdvížený mechanismus je poslední důležitou součástí této práce. Aby bylo možno přesunout kontejner, který stojí na železničním voze, je třeba ho nadzdvihnout. Až poté může být kontejner přesunut na manipulační vůz. Na obr. 103 je znázorněn zdvih žluté platformy. Platforma je tvořena plechem o rozměrech 2980 x 2398 x 25 mm. Na tento plech jsou ze spodu přivařeny čtyři zdvižné tyče o průměru 60 mm. Každá tyč je vedena v kluzném pouzdře a tyto pouzdra jsou pevně uloženy na konstrukci příčného vozíku. Je tak zajištěna vazba mezi zdvižnou platformou a příčným vozíkem.



Obrázek 103 – Zdvih zdvižné platformy

### 6.5.1. Zdvížené tyče

Zdvížná tyč přivařená k plechu zdvižné platformy a vedená v kluzném pouzdře má na druhém konci přivařeny obousměrně dvě radiální rolly (kapitola 6.2). Tyče je třeba zkontrolovat na tlakové namáhání, a hlavně na vzpěr.

#### Kontrola na vzpěr

$$2F_{R1} = F_{krit} \quad (132)$$

$$J_{min} = \frac{F_{krit} \cdot k \cdot l_{výsuv}^2}{\pi^2 \cdot E \cdot n_v} \quad (133)$$

$$J_{min} = \frac{43\,750 \cdot 3 \cdot 1\,700^2}{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 2}$$

$$J_{min} = 712,414 \text{ mm}^4$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{J_{min} \cdot 64}{\pi}} \quad (134)$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{712,414 \cdot 64}{\pi}}$$

$$d_{min} = 10,98 \text{ mm}$$

$$d_{tyče} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{tyče} > d_{min} \quad (135)$$

60 mm > 10,98 mm vyhovuje

#### Kontrola na tlak

$$\sigma_d = \frac{2F_{R1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (136)$$

$$\sigma_d = \frac{43\,750}{\frac{\pi \cdot 60^2}{4}}$$

$$\sigma_d = 15,48 \text{ N/mm}^2$$

#### Součinitel bezpečnosti

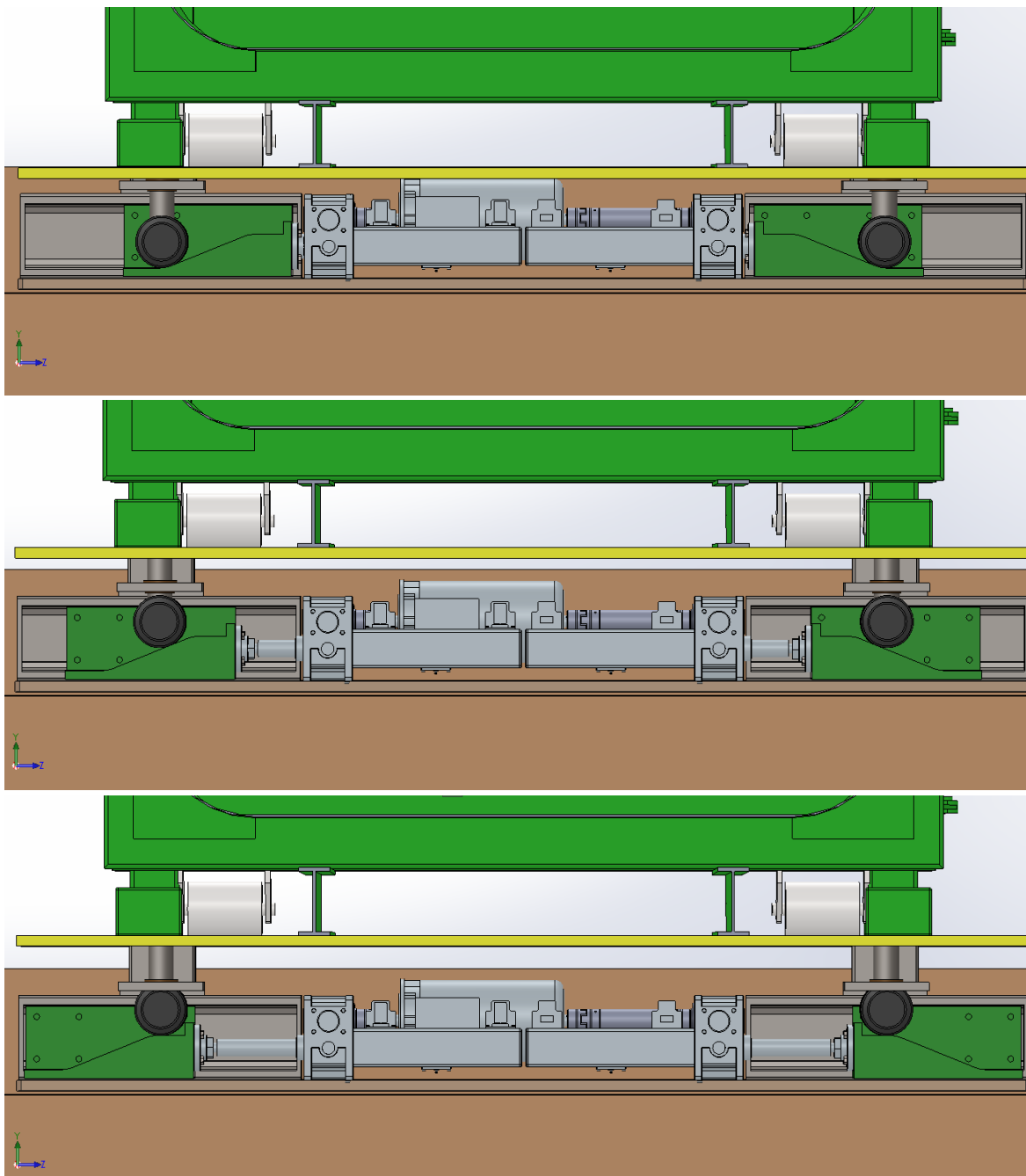
$$k = \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_d} \quad (137)$$

$$k = \frac{210}{15,48}$$

$$k = 13,57$$

### 6.5.2. Klínový mechanismus

Jak již bylo uvedeno v kapitole 6.2, zdvih kontejneru je dosažen klínovým mechanismem. Toto řešení jsem zvolil, kvůli prostorovému omezení. Jak je vidět na obr. 104, klíny se posouvají horizontálně směrem od sebe a zdvihají rolly se zdvižnou platformou a kontejnerem.



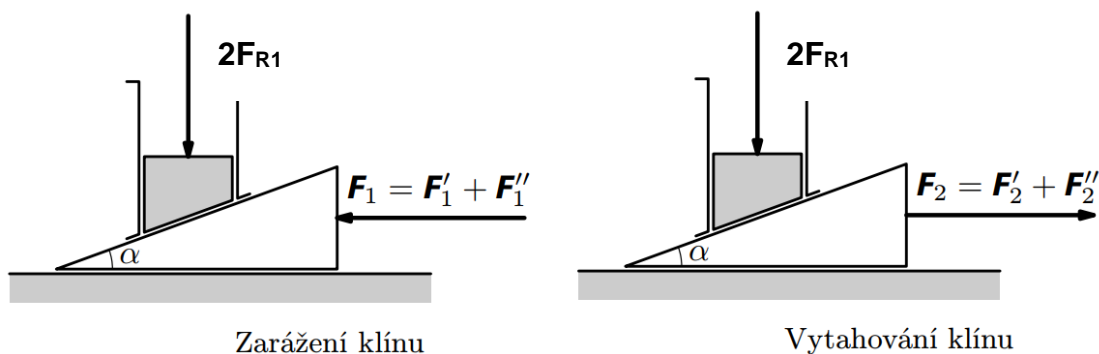
Obrázek 104 – Zdvih kontejneru za pomoci klínového mechanismu

Přitom je klínový mechanismus navržen tak, aby zabíral co nejméně prostoru ve svislém směru. Jsou dvě možnosti, jak klínový mechanismus koncipovat.

#### 6.5.2.1. Dva protilehlé klíny

První způsob využívá dva protilehlé klíny. Je zde větší styková plocha, a proto je třeba sestavu uzavřít a zajistit průtok mazání. Je zde také prostor pro využití kluzných materiálů. Na obr. 105 je silový rozbor pro zarážení a vytahování klínu. Pro volený úhel  $22^\circ$  je síla zarážení rovna 32 497,45 N.





Obrázek 105 – Schéma protilehlých klínů [30]

#### Síla zarážení klínu [30]

$$F_1 = F'_1 + F''_1 = 2F_{R1} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f] \quad (138)$$

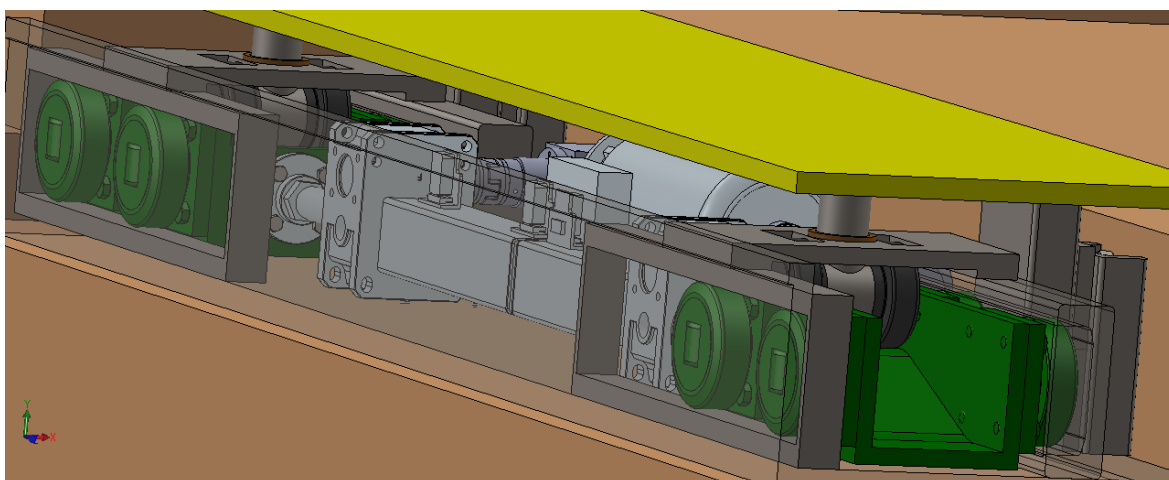
#### Síla vytahování klínu [30]

$$F_2 = F'_2 + F''_2 = 2F_{R1} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - f] \quad (139)$$

Z důvodu velkých odporů není tento způsob příliš efektivní.

#### 6.5.2.2. Rolna na klínu

Druhý způsob je odvalování rolly na klínu. Díky rolně se zbavíme velké složky tření mezi klíny, přibude pouze valivý odpor rolly. Dále pro snížení odporu jsem navrhnul koncept klínového vozíku, který pojíždí po čtyřech rolnách (obr. 106).



Obrázek 106 – Klínový vozík se zdvižnou platformou

Pro požadavek vertikálního zdvihu o 80 mm volím úhel klínu 22°.

$$y = 80 \text{ mm}$$

$$\alpha = 22^\circ$$

### Horizontální posuv

$$x = \frac{y}{\operatorname{tg}(\alpha)} \quad (140)$$

$$x = \frac{80}{\operatorname{tg}(22^\circ)}$$

$$x = 198 \text{ mm}$$

### Síla zarážení klínu

$$F_1 = 2F_{R1} \cdot \left[ \operatorname{tg}(\alpha) + 5 \frac{\xi}{\frac{d_{rolny}}{2}} \right] \quad (141)$$

$$F_1 = 43\,750 \cdot \left[ \operatorname{tg}(22^\circ) + 5 \frac{0,005}{\frac{149}{2}} \right]$$

$$F_1 = 19\,144,27 \text{ N}$$

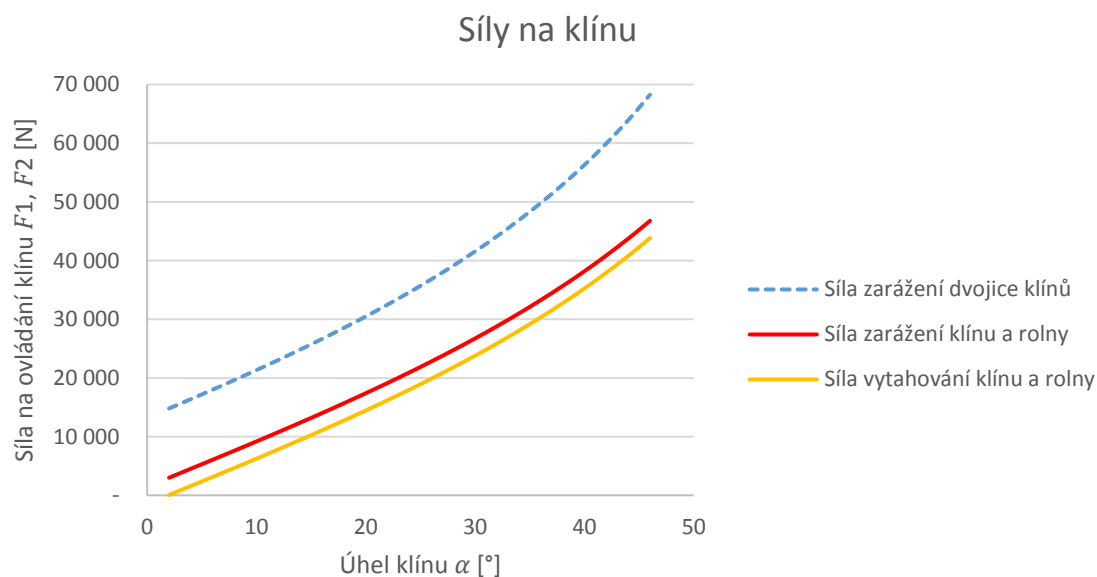
### Síla vytahování klínu

$$F_2 = 2F_{R1} \cdot \left[ \operatorname{tg}(\alpha) - 5 \frac{\xi}{\frac{d_{rolny}}{2}} \right] \quad (142)$$

$$F_2 = 43\,750 \cdot \left[ \operatorname{tg}(22^\circ) - 5 \frac{0,005}{\frac{149}{2}} \right]$$

$$F_2 = 16\,208,03 \text{ N}$$

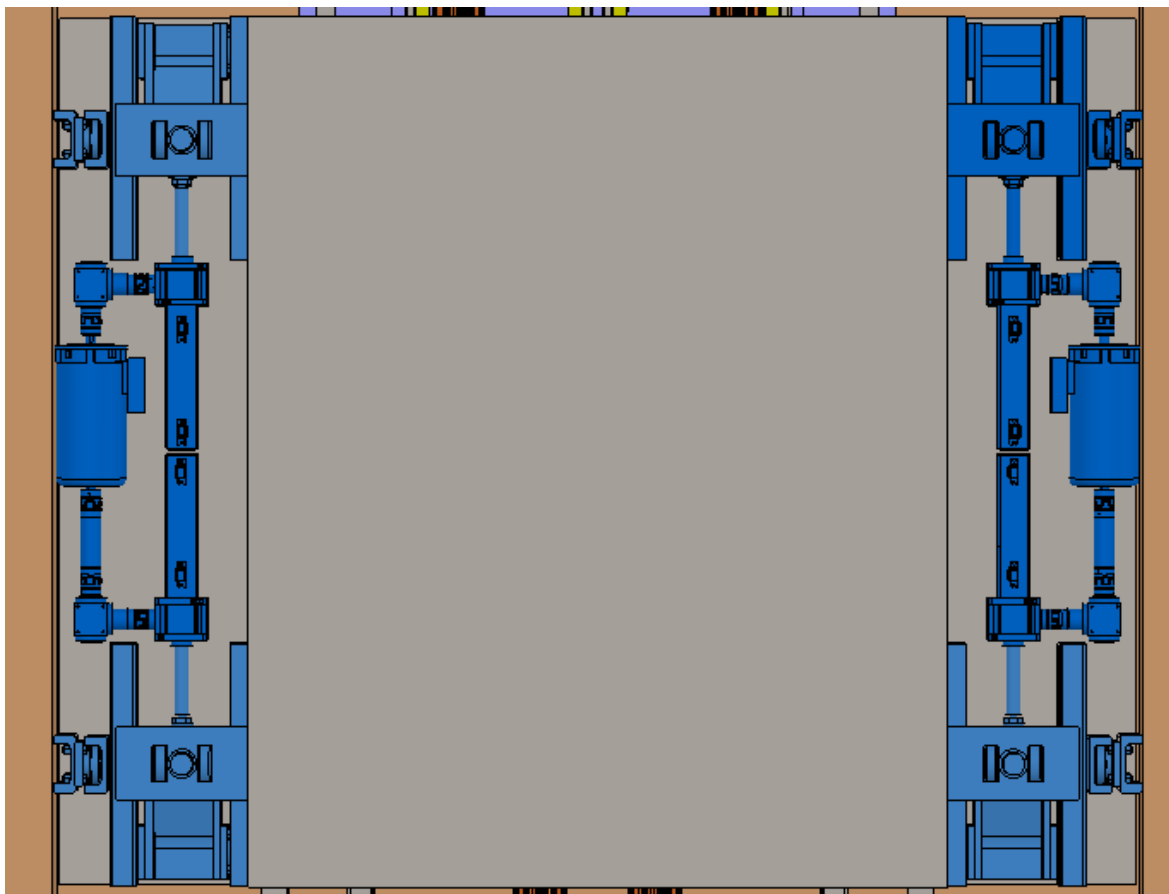
Na obr. 107 je silový rozbor pro zarážení a vytahování klínu. Pro volený úhel  $22^\circ$  je síla zarážení menší od 13 353,18 N.



*Obrázek 107 – Závislost síly na klínu na úhlu klínu*

### 6.5.3. Pohon klínového vozíku

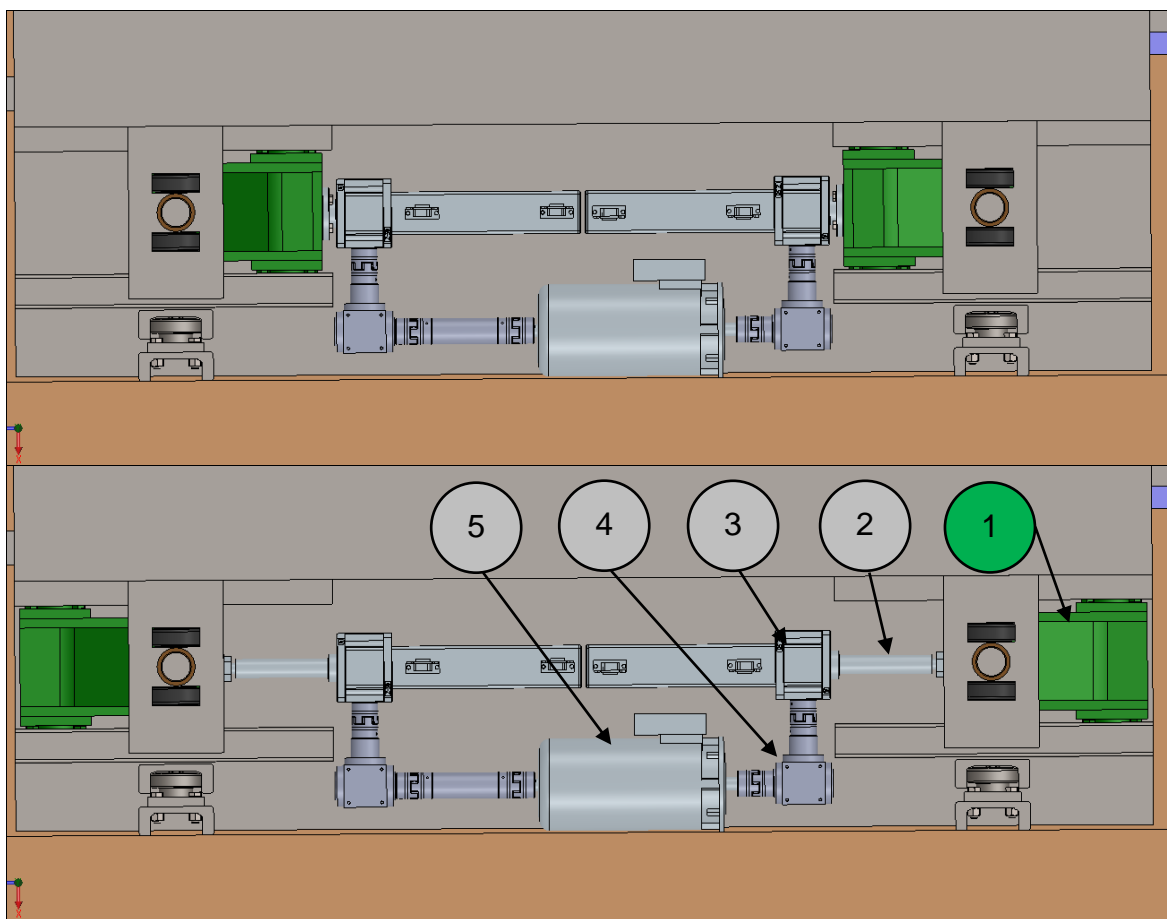
Pro zdvižný mechanismus jsem zvolil lineární pohon se šroubovým zvedákem. Na obr. 108 jsou zobrazeny dvě pohonné soustavy, umístěné na krajích příčného vozíku. Soustava je tvořena dvojicí klínových vozíků, dvojicí šroubových zvedáků, dvojicí úhlových převodovek a elektromotorem.



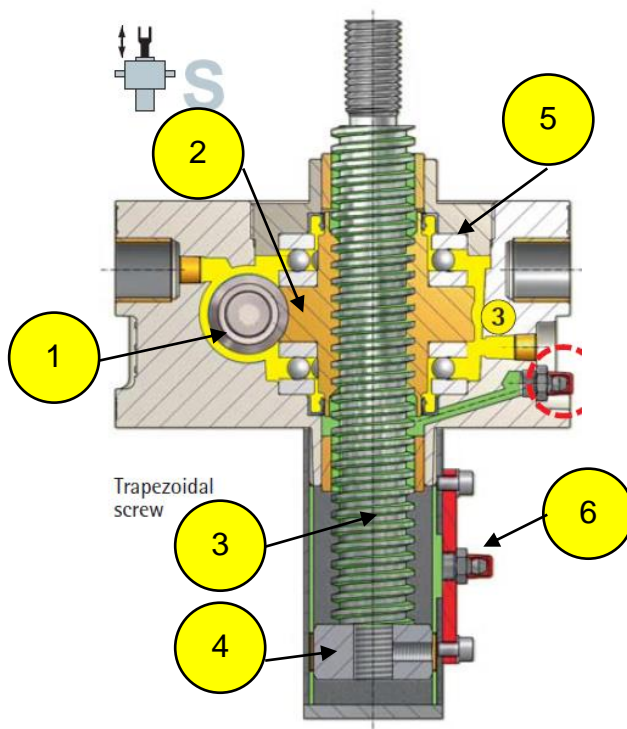
Obrázek 108 – Symetricky umístěné pohony pro zdvih

Detailně je pohonná jednotka zobrazena na obr. 109. Systém je ve dvou fázích, vysunutě a zasunutě. Klínový vozík (zelený, pozice 1) je posouván translačním, nerotujícím šroubem (pozice 2). Šroub je poháněn šroubovým zvedákem (pozice 3). Elektromotor s průběžnou hřídelí a brzdou (pozice 5) pak dodává výkon obou zvedákům přes spojovací hřídel, úhlové převodovky (pozice 4) s převodovým poměrem 1 a pružné spojky.

Šroubový zvedák na obr. 110 je sestaven z šnekového soukolí, šnek (pozice 1) a šnekové kolo (pozice 2). Šnekové kolo se v tomto případě chová jako rotační matice se statickou polohou. Díky tomu se šroub (pozice 3) pouze vysouvá a neotáčí se. Reakce je zachycena vodícím kamenem ve čtyřhranné trubce (pozice 4). Šnekové kolo je uloženo ve dvojici axiálních ložisek (pozice 5). Výhodou je snímač polohy šroubu (pozice 6). [29]



Obrázek 109 – Detailní pohled na pohonnou jednotku – stav zasunuto (nahore),  
stav vysunuto (dole)



Obrázek 110 – Řez šroubovým zvedákem [29]

### 6.5.3.1. Výpočet pohonu klínového mechanismu

Výpočet se řídí stejným postupem jako je na obr. 101.

Výpočet dle [29]

Volím návrhové vstupní parametry:

$$v_{zdvih} = 0,016 \text{ m/s}$$

$$l_{výsuv} = 250 \text{ mm}$$

$$F_{Dmax} > F_1 \quad (143)$$

Volím translační šroub S-50

$$F_{Dmax} = 50\,000 \text{ N}$$

$$50\,000 > 16\,208,03 \text{ N Splněno}$$

#### Kontrola na vzpěr

$$F_1 = F_{krit} \quad (144)$$

$$J_{min} = \frac{F_{krit} \cdot k \cdot l_{výsuv}^2}{\pi^2 \cdot E \cdot n_v} \quad (145)$$

$$J_{min} = \frac{16\,208,03 \cdot 3 \cdot 250^2}{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 2}$$

$$J_{min} = 733,13 \text{ mm}^4$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{J_{min} \cdot 64}{\pi}} \quad (146)$$

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{733,13 \cdot 64}{\pi}}$$

$$d_{min} = 11,05 \text{ mm}$$

Zvedák disponuje šroubem s lichoběžníkovým závitem Tr 40x7

$$d_{3min} = 22,1 \text{ mm}$$

$$d_{3min} > d_{min} \quad (147)$$

$$31 \text{ mm} > 22,1 \text{ mm} \text{ vyhovuje}$$

#### Výstupní otáčky

$$n_2 = \frac{n_1}{i_c} = \frac{n_1}{i_{zv} \cdot i_{up}} \quad (148)$$

$$n_2 = \frac{1480}{7 \cdot 1}$$

$$n_2 = 211,43 \text{ min}^{-1}$$

### **Moment na jednom zvedáku**

$$M_{zv} = \frac{F_1 \cdot p_{\xi}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{zv} \cdot \eta_{\text{šroubu}} \cdot i_{zv}} + M_{vol} \quad (149)$$

$$M_{zv} = \frac{16\,208,03 \cdot 7}{2000 \cdot \pi \cdot 0,87 \cdot 0,357 \cdot 7} + 0,76$$

$$M_{zv} = 10,57 \text{ Nm}$$

### **Vstupní moment**

$$M_1 = \frac{M_{zv}}{\eta_{up}} (1 + \eta_{\text{hřidel}}) \quad (150)$$

$$M_1 = \frac{10,57}{0,98} (1 + 0,95)$$

$$M_1 = 21,03 \text{ Nm}$$

### **Návrhový výkon**

$$P_{\text{návrh}} = k \frac{M_1 \cdot n_1}{9550} \quad (151)$$

$$P_{\text{návrh}} = 1,5 \frac{21,03 \cdot 1480}{9550}$$

$$P_{\text{návrh}} = 4,89 \text{ kW}$$

### **Výkon elektromotoru**

Volím motor  $P_m = 5 \text{ kW}$  tak aby splňoval podmínku:

$$P_m > P_{\text{návrh}} \quad (152)$$

### **Součinitel bezpečnosti**

Maximální točivý moment na vstupu. [29] Není doporučeno překračovat tuto hodnotu pro dosažení optimální životnosti převodovky.

$$M_{1max} = 31,5 \text{ Nm}$$

$$M_{1max} > M_1 \quad (153)$$

$$31,5 \text{ Nm} > 21,03 \text{ Nm} \quad \text{Splněno}$$

$$k = \frac{M_{1max}}{M_1} \quad (154)$$

$$k = \frac{31,5}{21,03}$$

$$k = 1,5$$

**Výstupní moment**

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_{zv} \cdot \eta_{šroubu} \cdot i_c \quad (155)$$

$$M_2 = 21,03 \cdot 0,87 \cdot 0,357 \cdot 7$$

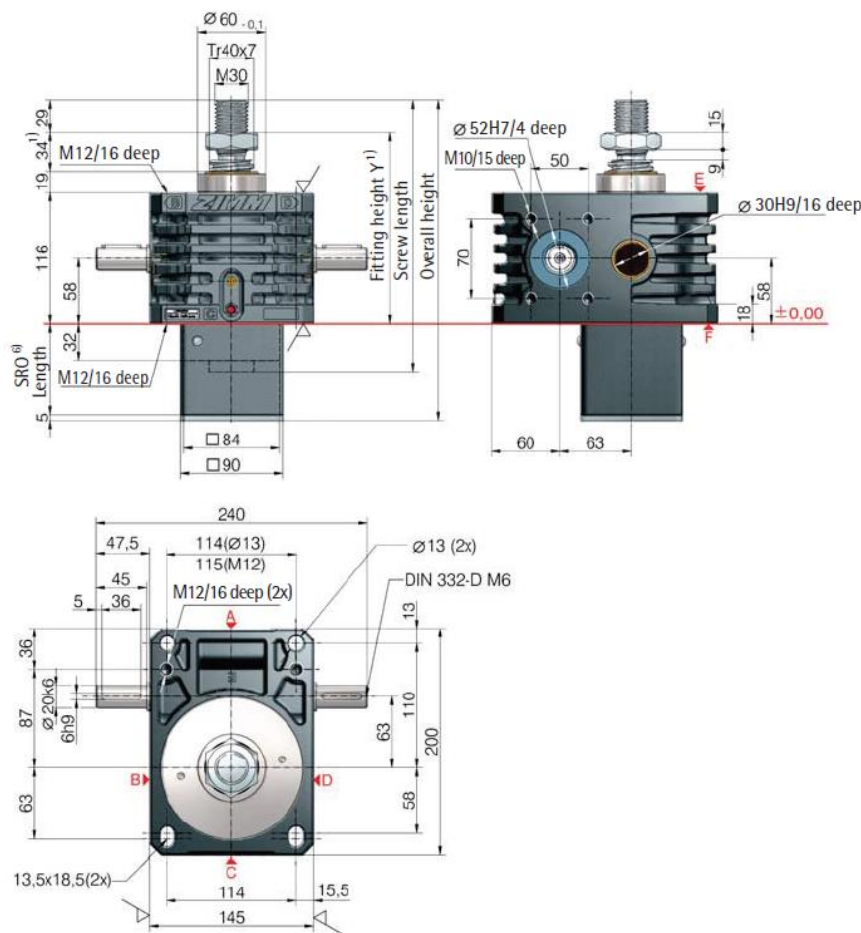
$$M_2 = 45,72 \text{ Nm}$$

Hodnoty zvoleného zvedáku a jeho pohonu jsou v tab. 17 a jeho schéma na obr. 102.

Tabulka 18 – Hodnoty pohonu zvedáku S-50 [29]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon elektromotoru	$P_{mot}$	5	kW
Otáčky elektromotoru	$n_1$	1480	ot/min
Převodový poměr úhlové převodovky	$i_{up}$	1	-
Převodový poměr převodovky zvedáku	$i_{zv}$	7	-
Výstupní otáčky	$n_2$	211,43	ot/min
Výstupní moment	$M_2$	45,72	Nm
Vysunutí na otáčku	$s$	1	mm/ot
Maximální síla působící na šroub	$M_{max}$	50 000	N
Rotační šroub s lichoběžníkovým závitem	$Tr\ d \times p_{\S}$	Tr 40x7	mm
Pracovní teplota převodovky	$t$	60	°C
Moment setrvačnosti převodovky	$I$	6,40	kg/cm <sup>2</sup>
Hmotnost zvedáku	$m$	17	kg
Hmotnost jednoho metru šroubu	$m_{\S}$	8	kg/m



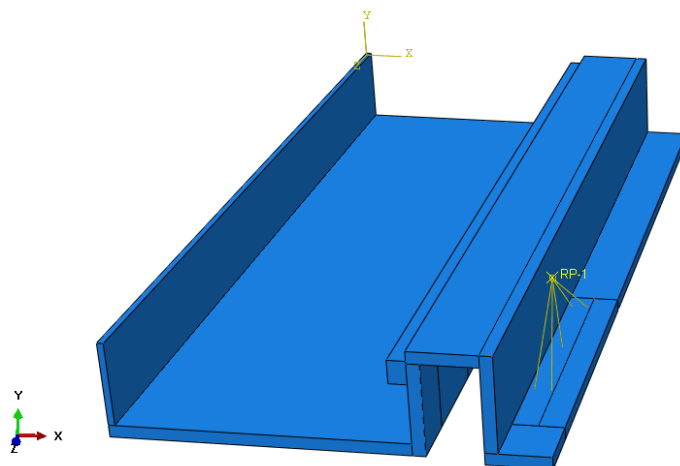


Obrázek 111 – Schéma zvedáku S-50

## 6.6. Pevnostní MKP analýza Mostu

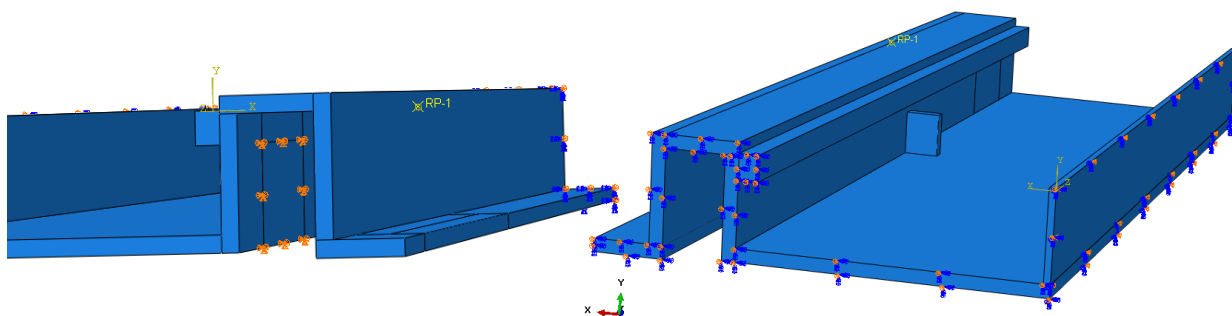
Pevnostní analýza je důležitá nejen pro znalost napěťového chování modelu, ale také je důležitá zejména pro zjištění maximálních deformací. Tyto deformace určují jak daleko a s jakou rezervou můžou být jednotlivé komponenty daleko od sebe umístěny. To je dobře vidět na obr. 53. Vždy jsem konstruoval komponenty tak, aby mezi mostem, příčným vozíkem a manipulačním vozem byla alespoň 10 mm mezera.

Samotná tvorba modelu proběhla v softwaru Abaqus, kam jsem nahrál čtvrtinu modelu mostu. Samotné zatížení mostu je provedeno zavedením koncentrované síly do referenčního bodu. Z referenčního bodu je pak rovnoměrně rozprostřena díky coupling vazbě na plochu mostu ( obr. 112). Ta odpovídá ploše, na kterou ve skutečnosti působí přes kolejnici rolna příčného vozíku.



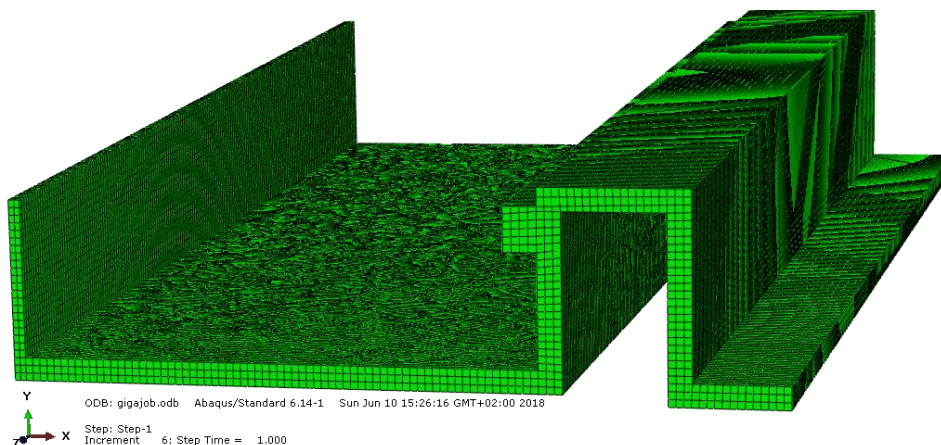
*Obrázek 112 – Zavedení síly pomocí coupling vazby na modelu mostu*

Dále bylo třeba zavést vazby pro model. Vazbu vetknutí jsem umístil do prostoru, kde je přišroubovaná mostní rolva ( obr. 113 vlevo). Pro symetričnost modelu jsem dále zavedl vetknutí na symetrických rovinách (axis symmetry). Díky této vazbě ( obr. 113 vpravo) mohu výsledek zobrazit na celém mostu.



*Obrázek 113 – Zavedení vazeb na mostu*

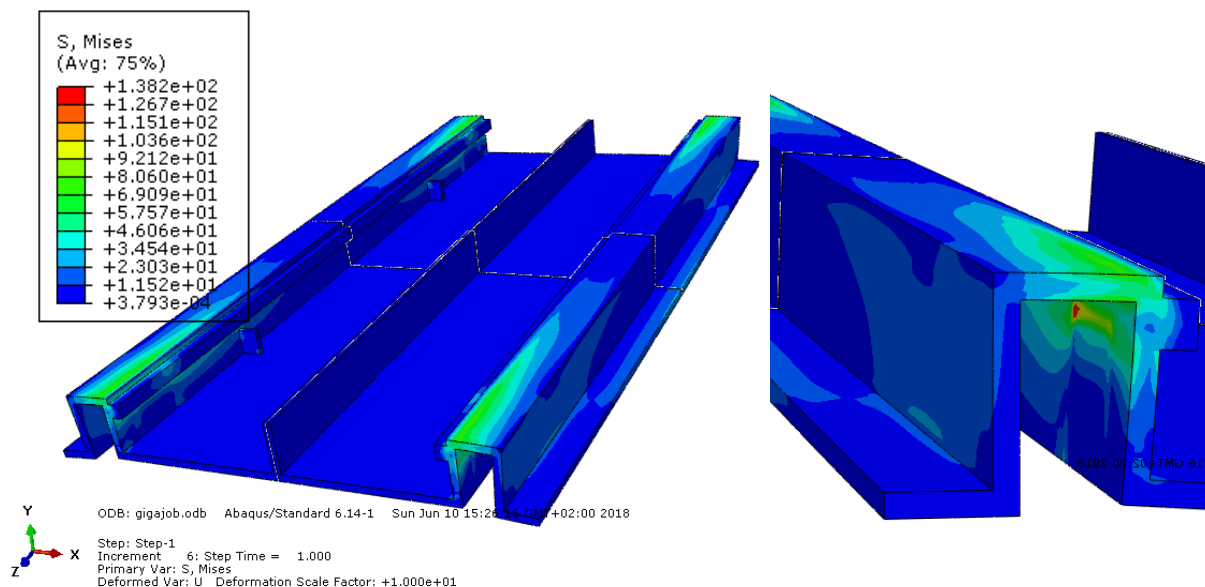
Síťování modelu pak proběhlo pomocí hexagonálních elementů. Jejich velikost byla určena tak, aby v tloušťce mostu byly alespoň tři ( obr. 114).



Obrázek 114 – Síťování čtvrtiny mostu

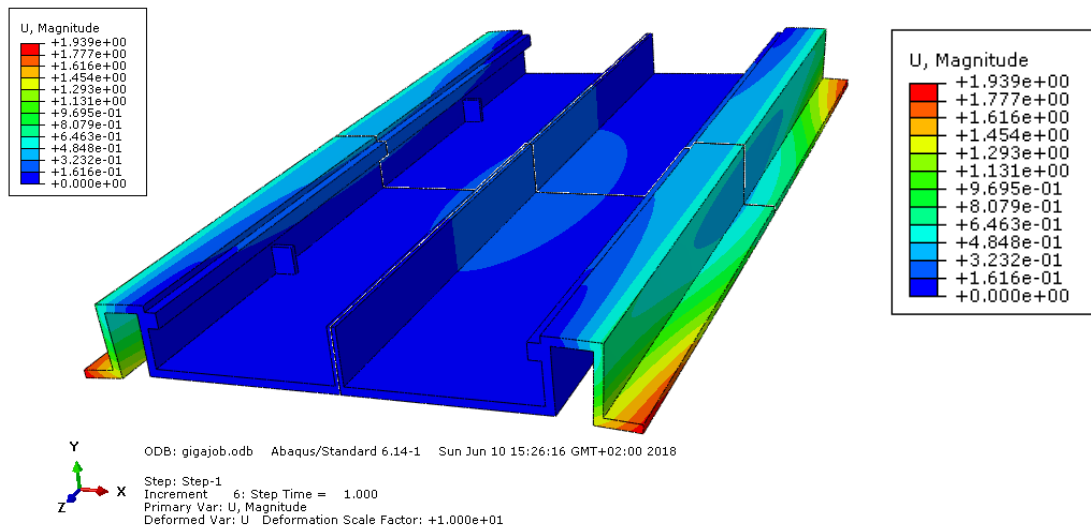
### 6.6.1. Výsledky

Prvním výsledkem je Von Misesovo napětí. Maximální hodnota je  $138,2 \text{ N/mm}^2$ , a to jen v malé oblasti v prostoru rolny. Můžeme tak hovořit vyhovujícím napětím pro tuto aplikaci ( obr. 115).



Obrázek 115 – Von Misesovo napětí na modelu mostu

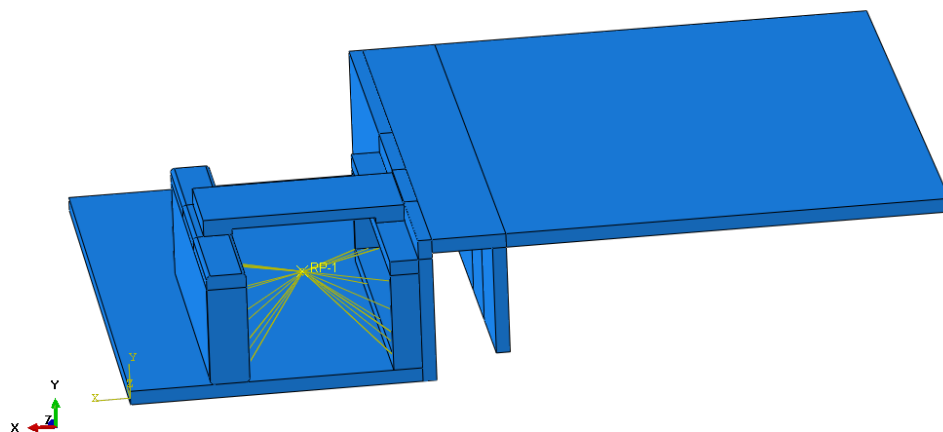
Druhý výsledek jsou deformace mostu ( obr. 116). Maximální deformace je v rozích mostu a činí  $1,939 \text{ mm}$ . Tato hodnota je vyhovující. Nedojde tak ke kontaktu mostu s manipulačním vozem ani při největším zatížení.



*Obrázek 116 – Deformace mostu*

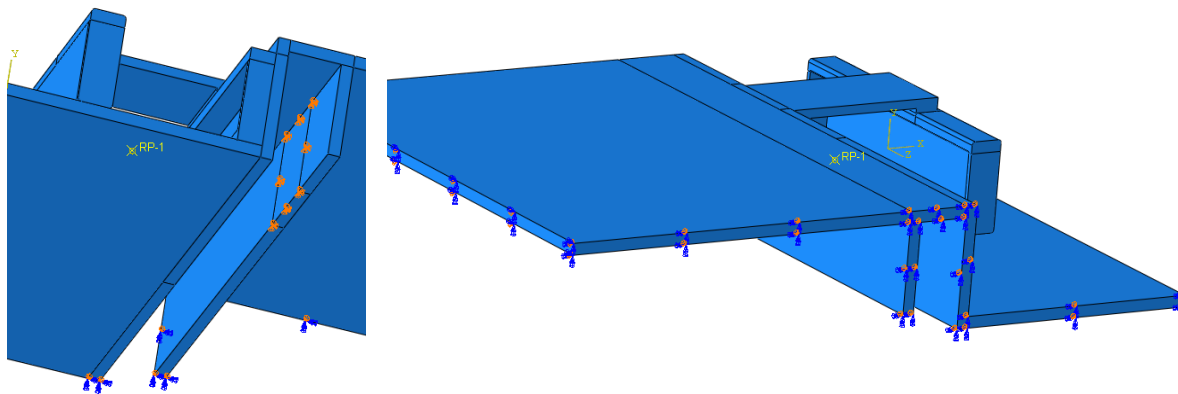
## 6.7. Pevnostní MKP analýza Příčného vozíku

Tvorba modelu příčného vozíku proběhla stejným způsobem jako model mostu v předešlé kapitole. Opět jsem využil symetrii modelu. Zatížení vozíku je provedeno zavedením koncentrované síly do referenčního bodu. Z referenčního bodu je pak rovnoměrně rozprostřena díky coupling vazbě na plochu kolejnic, kde se pohybuje klínový vozík ( obr. 117).



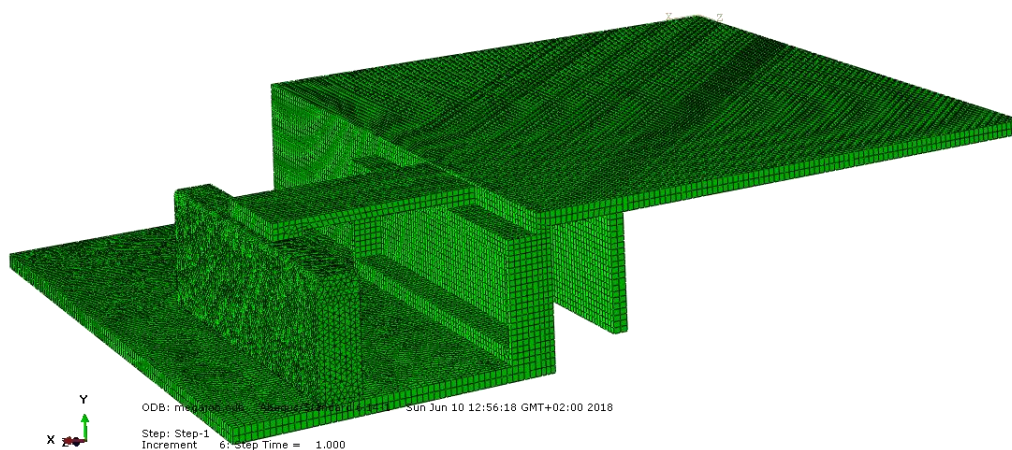
*Obrázek 117 – Zavedení síly pomocí coupling vazby na modelu vozíku*

Dále bylo třeba zavést vazby pro model. Vazbu vetknutí jsem umístil do prostoru, kde je přišroubovaná rolna vozíku ( obr. 118 vlevo). Pro symetričnost modelu jsem dále zavedl vetknutí na symetrických rovinách (axis symmetry). Díky této vazbě ( obr. 118 vpravo) mohu výsledek zobrazit na celém vozíku.



Obrázek 118 – Zavedení vazeb na vozíku

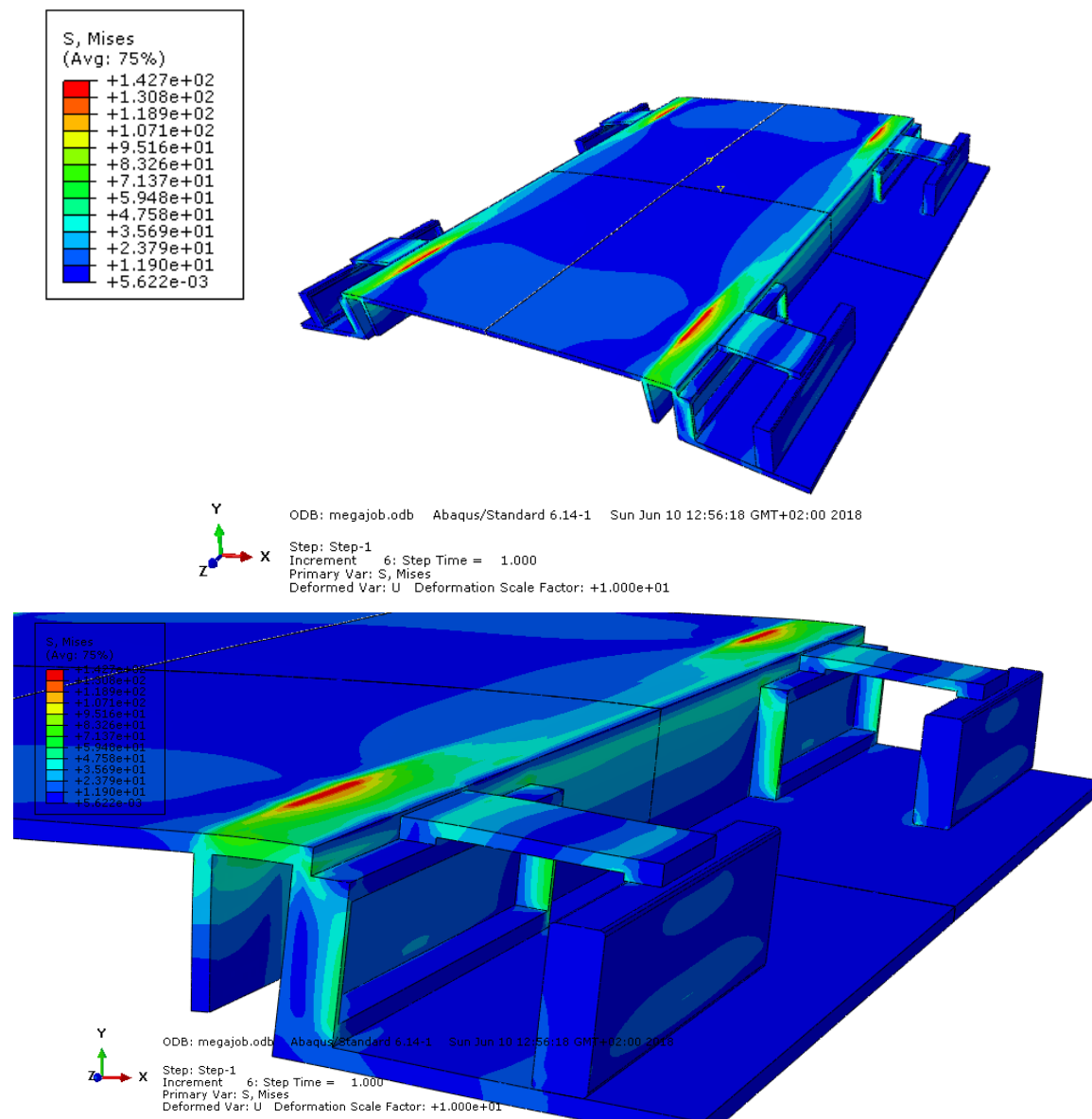
Síťování modelu bylo provedeno pomocí hexagonálních elementů. Kolejnice s U profilem byla síťována pomocí tetragonálních elementů ( obr. 119).



Obrázek 119 – Síťování čtvrtiny vozíku

### 6.7.1. Výsledky

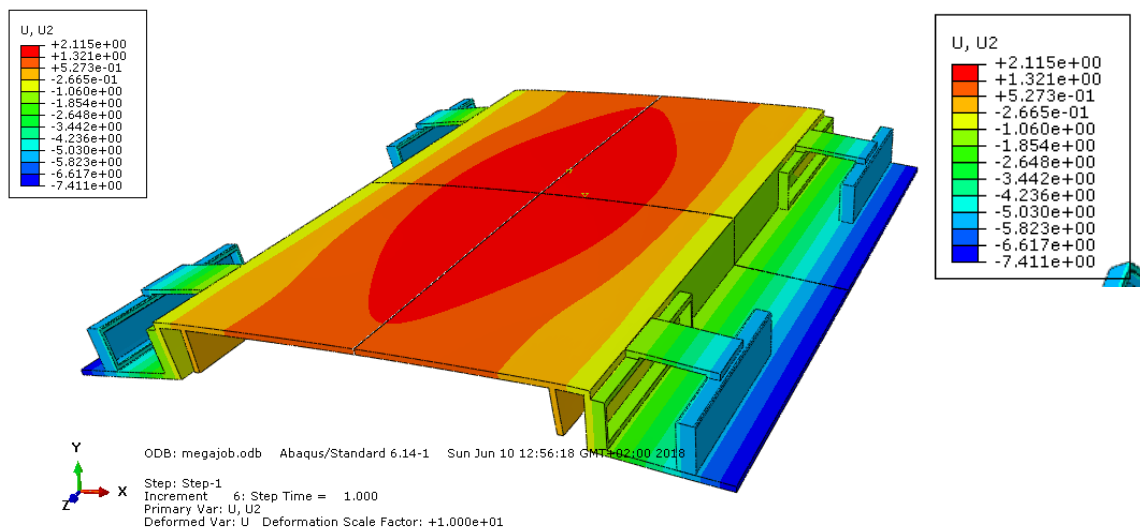
Prvním výsledkem je Von Misesovo napětí. Maximální hodnota je 142,8 N/mm<sup>2</sup>. Můžeme tak hovořit vyhovujícím napětí pro tuto aplikaci ( obr. 120).



*Obrázek 120 – Von Misovo napětí na modelu vozíku*

Druhým výsledkem je deformace příčného vozíku. Pro lepší zobrazení jsem vybral deformaci ve směru svislém ( obr. 121). Deformace ve svislém směru mě zajímá hlavně proto, aby byla zajištěna mezera mezi příčným vozíkem a manipulačním vozem. Maximální hodnota je tedy 7,4 mm na úplném kraji, která vyhovuje. Musím zde zdůraznit, že se jedná o výpočet zjednodušeného modelu a po přidání mechanismu zdvižného zařízení a jeho přimontování ke konstrukci se značně zvýší tuhost konstrukce na krajích vozíku (mechanismus funguje jako výstužné žebro). V detailnější simulaci bych pak dostal daleko menší deformace.



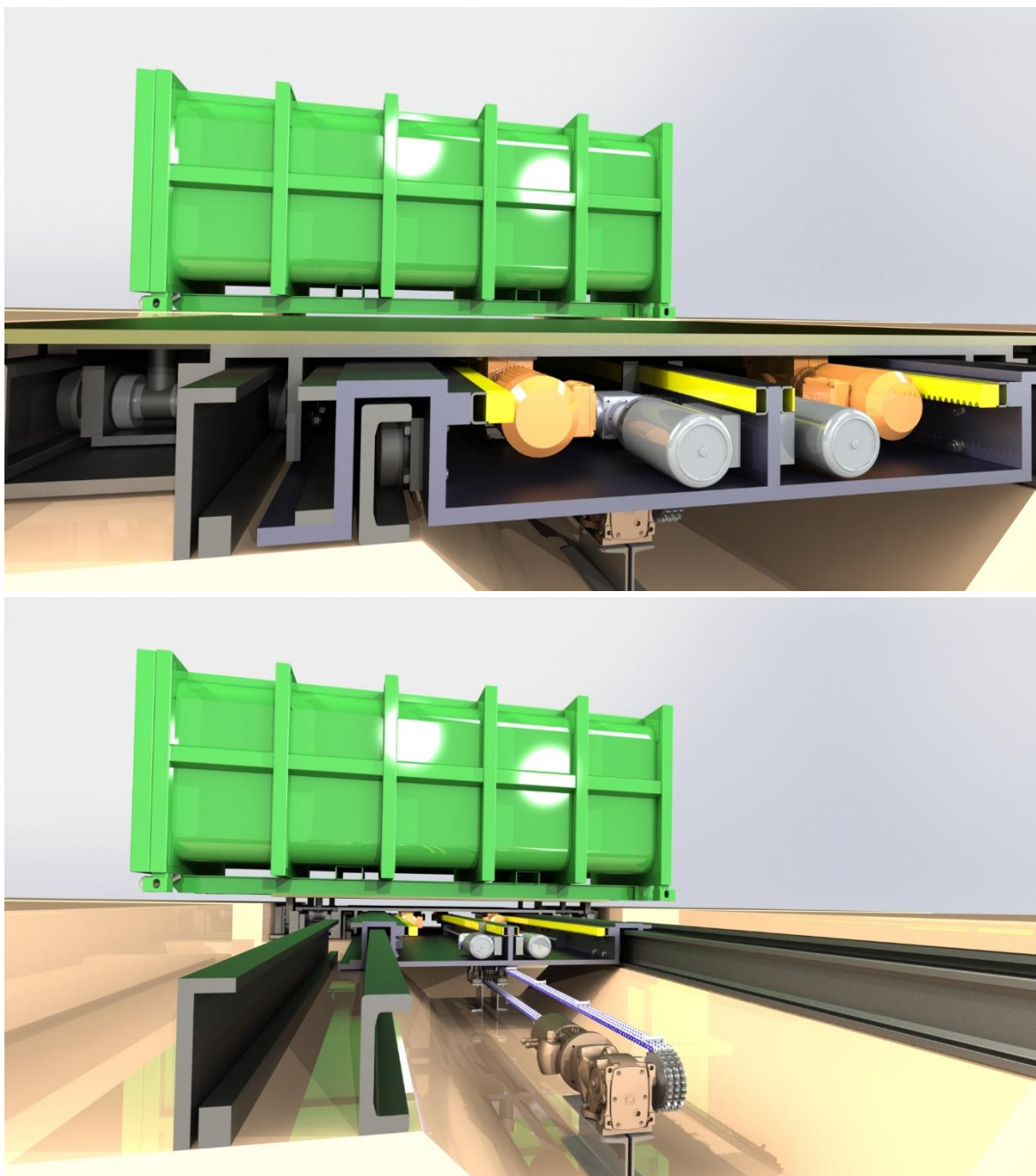


Obrázek 121 – Deformace vozíku ve svislém směru



## 7. Závěr

V úvodu práce jsem vymezil některé problémy spojené s překládáním odpadu, zejména pro manipulaci s kontejnery odpadu. Taktéž jsem nastínil problematiku překládacích stanic odpadu a dynamiku budoucího vývoje v odpadovém hospodářství. V další části práce jsem provedl koncepční návrh zařízení pro příčnou manipulaci překládání kontejnerů s odpadem. První část koncepce je zaměřena samotnou konstrukci a provedení přemostění mezi železničním vozem a manipulačním vozem. Navrhl jsem několik variant přemostění a následně vybral nejideálnější konstrukci z hlediska jednoduchosti, tuhosti, spolehlivosti a efektivnosti. Vybranou variantu jsem dále rozpracoval na dílčí uzly. Vytýčil jsem si tři hlavní mechanismy, pro které jsem navrhl koncepční princip fungování. Pro všechny hlavní mechanismy jsem provedl koncepční návrh několika variant funkce. Dále jsem zvolil nejvhodnější aplikaci pro uspořádání pojezdových rolen, výsuv mostu, systém přejezdu příčného vozíku a zdvižný mechanismus. U všech zvolených mechanismů jsem provedl návrhové a kontrolní výpočty pro stěžejní komponenty. Zejména pro pohony a komponenty zajišťující pohyb hlavních mechanismů. Na konec jsem provedl MKP analýzu pro dva nejzatíženější komponenty, přičemž jsem kontroloval hlavně míru deformace jednotlivých dílů. Oba díly, jak most, tak vozík splnily požadavky na deformace a vyhovují předem stanovenému nároku na dostatečně velké provozní vzdálenosti při maximálním zatížení. Vznikl tak koncept zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnery odpadu (obr. 122), který nejen splnil vytýčené zadání, ale také který nadále bude sloužit jako vzor pro další detailní zpracování klíčových uzlů tohoto zařízení.



*Obrázek 122 – Finální model*

## 8. Tabulka veličin a symbolů

Fyzikální veličina	Symbol	Jednotka
Síla	$F$	N
Reakce v podpoře	$R_A, R_B, \dots R_i$	N
Vzdálenost působíště síly od podpory	$a, b, c, d, \dots$	m, mm
Velikost nosníků	$l_1, l_2, \dots l_i$	m, mm
Průhyb nosníku v bodě „x“	$v_x$	mm
Modul pružnosti v tahu	$E$	N/mm <sup>2</sup>
Kvadratický moment průřezu v ohybu k ose z	$J_Z$	mm <sup>4</sup>
Tíhová síla	$F_g$	N
Radiální ekvivalentní statické zatížení	$P_{0R}$	N
Radiální zatížení	$F_R$	N
Axiální zatížení	$F_A$	N
Koeficient radiálního zatížení	$X_0$	-
Koeficient axiálního zatížení	$Y_0$	-
Radiální základní statická únosnost	$C_{0R}$	N
Koeficient bezpečnosti při statickém zatížení	$s_0$	-
Součinitel bezpečnosti	$k$	-
Trvanlivost ložiska v hodinách	$L_h$	hod, roky
Trvanlivost ložiska na směny	$L_{h1}$	hod, roky
Otáčky ložiska	$n_l$	1/min
Exponent trvanlivosti ložiska	$p$	-
Dynamická únosnost	$C$	N
Náhradní síla spojitého zatížení	$Q_R$	N
Velikost spojitého zatížení	$q_0$	N/mm
Vzdálenost, na které působí spojitě zatížení	$x_q$	mm
Šířka ložiska	$B$	mm
Poloosa dotykové plochy	$b$	mm
Hertzův tlak	$p_{max}$	N/mm <sup>2</sup>
Dovolený Hertzův tlak	$p_{Dmax}$	N/mm <sup>2</sup>
Návrhová tažná síla	$T_{Návrh}$	N
Hmotnost mostu	$m_{most}$	Kg
Hmotnost řetězu	$m_{řetěz}$	Kg
Tíhové zrychlení	$g$	m/s <sup>2</sup>
Součinitel tření	$f$	-
Součinitel provozu	$f_s$	-
Součinitel rychlosti	$f_v$	-
Počet řetězů	$n$	-
Teoretická osová vzdálenost kol	$a_{teor}$	mm
Návrhový výkon	$P_{návrh}$	kW
Diagramový výkon	$P_D$	kW
Výkon motoru	$P_{mot}$	kW
Řetězový převodový poměr	$i_{ř}$	-
Vstupní otáčky do převodovky	$n_1$	Ot./min
Výstupní otáčky převodovky	$n_2$	Ot./min
Otáčky hnaného řetězového kola	$n_3$	Ot./min
Počet zubů hnacího řetězového kola	$z_2$	-

Počet zubů hnaného řetězového kola	$z_3$	-
Roztečná kružnice řetězového kola	$d_2$	mm
Roztečná kružnice řetězového kola	$d_3$	mm
Počet článků řetězu	$X$	-
Skutečná osová vzdálenost kol	$a_{skut}$	mm
Činitel [dle 22]	$F_\alpha$	-
Rozteč řetězu	$p$	mm
Účinnost převodovky	$\eta_{př}$	-
Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu	$F_o$	N
Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly	$F_{od}$	N
Celková tahová síla	$F_t$	N
Hmotnost 1 metru řetězu	$q$	Kg/m
Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení	$k_s$	-
Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení	$k_d$	-
Pevnost při přetržení	$F_{pt}$	N
Činitel rázu	$Y$	-
Plocha kloubu řetězu	$S$	mm <sup>2</sup>
Výpočtový tlak v kloubu řetězu	$p_p$	MPa
Směrný tlak v kloubu řetězu	$p_1$	Mpa
Dovolený tlak v kloubu řetězu	$p_d$	Mpa
Činitel tření	$\lambda$	-
Průměr patní kružnice	$d_f$	mm
Poloměr dny zubní mezery	$r_i$	mm
Poloměr boku zubu	$r_e$	mm
Úhel otevření	$\alpha$	°
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	mm
Největší průměr věnce	$d_g$	mm
Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce	$f_p$	mm
Vzdálenost mezi řadami u víceřadého řetězu	$p_t$	mm
Vnitřní šířka řetězu	$b_1$	mm
Poloměr zaoblení zubu	$r_x$	mm
Hodnota zaoblení zubu	$b_a$	mm
Šířka zubu řetězového kola	$b_{f1}$	mm
Šířka věnce třířadého řetězového kola	$b_{f3}$	mm
Hmotnost příčného vozíku	$m_{vozík}$	Kg
Rychlost příčného vozíku	$v_{vozík}$	m/s
Hmotnost kontejneru	$m_{kontejner}$	Kg
Síla valivého odporu	$F_\xi$	N
Rameno valivého odporu	$\xi$	m
Setrvačná síla	$F_s$	N
Průměr rolny	$d_{rolny}$	M
Modul ozubení	$m$	mm
Průměr roztečné kružnice	$d$	mm
Vstupní moment do převodovky	$M_1$	Nm

Výstupní moment převodovky	$M_2$	Nm
Síla na ozubení pastorku	$F_{ozub}$	N
Maximální přípustná síla na výstupu	$F_{R2}$	N
Kritická Eulerova síla pro vzpěr	$F_{krit}$	N
Minimální kvadratický moment průřezu	$J_{min}$	mm <sup>4</sup>
Rychlost výsuvu hřebenu	$v_{hřeben}$	m/s
Délka výsuvu hřebenu	$l_{výsuv}$	mm
Koeficient pro typ vzpěru	$n_v$	mm
Minimální průměr prutu	$d_{min}$	mm
Průměr jádra šroubu	$d_{3min}$	mm
Maximální dovolené otáčky	$n_{max}$	Ot./min
Teoretické kritické otáčky šroubu vedoucí k rezonanci	$n_{Tkrit}$	Ot./min
Korekční faktor šroubu	$f_{krit}$	-
Celkový převodový poměr	$i_c$	-
Převodový poměr šroubového zvedáku	$i_{zv}$	-
Převodový poměr úhlové převodovky	$i_{up}$	-
Rozteč šroubu	$p_{\text{š}}$	mm
Účinnost převodovky zvedáku	$\eta_{zv}$	-
Účinnost šroubu	$\eta_{\text{šroubu}}$	-
Volnoběžný moment	$M_{vol}$	Nm
Celková délka šroubu	$l_{celk}$	mm
Základní délka šroubu	$l_{zákl\_délka}$	mm
Délka ochranného vlnovce	$l_{vlnovec1}, l_{vlnovec2}$	mm
Délka matice	$l_{matice}$	mm
Napětí v tlaku	$\sigma_d$	N/mm <sup>2</sup>
Dovolené napětí v tlaku, statické	$\sigma_{Dt}$	N/mm <sup>2</sup>
Síla zarážení klínu	$F_1$	N
Síla na vytahování klínu	$F_2$	N
Třecí síla mezi dvojicí klínů	$F'_{1,2}$	N
Třecí síla mezi klínem a podložkou	$F''_{1,2}$	N
Úhel klínu	$\alpha$	°
Třecí úhel	$\varphi$	°
Vertikální posuv	$y$	mm
Horizontální posuv	$x$	mm
Moment jednoho zvedáku	$M_{zv}$	Nm
Účinnost hřídele	$\eta_{hřidel}$	-
Účinnost úhlové převodovky	$\eta_{up}$	-

## 9. Seznam literatury

- [1] MŽP. *Odpadové hospodářství. Odpady.* [Online] 2018.  
<[https://www.mzp.cz/cz/odpady\\_podrubrika](https://www.mzp.cz/cz/odpady_podrubrika)>
- [2] Cenia. *Nakládání s odpady. Vítejte na Zemi.* [Online] 2013.  
<[http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=nakladani\\_s\\_odpady&site=odpady](http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=nakladani_s_odpady&site=odpady)>
- [3] IVP. *Překládací stanice. Výroba lisovacích technologií pro odpadové hospodářství.* [Online] 2018.<<http://www.ivp.cz/>>
- [4] LUX. *Překládací stanice. Technologie pro ochranu životního prostředí.* [Online] 2018.< <http://www.lux-ptz.com/> >
- [5] MBT. *Překládací stanice. Lisy odpadů.* [Online] 2014.< <http://lisy-mbt.com/>>
- [6] Kálecký, Martin. *Dvouhřídelová drtička odpadu. Bakalářská práce.* Praha: 2016.
- [7] Scarlett. *Flat floor waste transfer stations. Solid waste and recycling.* [Online] 2017.<<http://scarlett.co.nz/solid-waste-recycling/waste-transfer-stations/>>
- [8] Machinex. *Waste transfer stations. Videos.* [Online] 2018.<<https://www.machinexrecycling.com>>
- [9] Statutory vision. *Vertical waste transfer station. Green technology.* [Online] 2018.<<http://www.statvision.com.my/>>
- [10] Ergo Global. *Vertical waste transfer station. Waste solution.* [Online] 2016.<<http://waste-solution.com>>
- [11] Navara. *Nosiče kontejnerů. Výrobky a služby.* [Online] 2010.<<http://navara.cz/>>
- [12] Charvát CTS. *Nosiče kontejnerů. Produkty.* [Online] 2018.<<http://www.charvat-cts.cz/kategorie/nosice-kontejneru/>>
- [13] WTC. *Nosiče kontejnerů. Zemědělská a komunální technika.* [Online] 2018.<<http://www.wtc-pisecna.eu>>
- [14] Fornal. *Nosiče kontejnerů. Produkty.* [Online] 2018.<<http://www.fornal.cz>>
- [15] Stavební technika. *Nosiče kontejnerů. Stroje, vozidla pro stavebnictví, manipulační technika, nářadí.* [Online] 2018.<<https://www.stavebni-technika.cz/>>
- [16] Liebherr. *Maritime cranes. Products.* [Online] 2018.  
<[www.liebherr.com](http://www.liebherr.com)>
- [17] Innofreight. *Building materials. Logistic solutions.* [Online] 2018.<[www.innofreight.com](http://www.innofreight.com)>
- [18] AWT. *Kombinovaná doprava. Železniční doprava v Evropě.* [Online] 2017.<[www.awt.eu](http://www.awt.eu)>



- [19] Winkel. Kombinované rolny. Bearings. [Online] 2018.<<https://www.winkel.de>>
- [20] ZKL Group. Určení velikosti ložiska.*Pro konstruktéry*. [Online] 2012.<<http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#510>>
- [21] HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví: učebnice pro vysoké školy*. Praha: SNTL, 1971. Řada teoretické literatury.
- [22] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost I a II: podklady pro přednášky*. Praha: 2015.
- [23] Strojnické tabulky: základní strojní součásti a montážní jednotky 3/ J. Fiala, P. Svoboda. - Praha : SNTL, 1987. - 704 s. ÚJV 72.045/3/ch.
- [24] ČZ Chains. Válečkové a pouzdrové řetězy. Průmyslové řetězy. [Online] 2018.<<https://www.czretezy.cz/>>
- [25] Motive. Helical bevel gearbox Enduro. Gearboxes. [Online] 2018.<<http://motive.it/en/enduro>>
- [26] Asutec. Pneumatic separators. [Online] 2018.<<https://www.asutec.eu>>
- [27] Güdel. Rack and pinion. Linear guideways. [Online] 2018.<<http://www.gudel.com/>>
- [28] Sew Eurodrive. Helical worm Gearmotor S. Gearmotors. [Online] 2018.<<http://www.seweurodrive.com/>>
- [29] Zimm. Z series screw jack. Screw Jack systems. [Online] 2018.<<https://zimmscrewjacks.com/>>
- [30] FO ČR. Studijní texty. Fyzikální olympiáda. [Online] 2018.<<http://fyzikalniolympiada.cz/texty/fyzika6.pdf>>



## 10. Přílohy

Dva výkresy celé sestavy zařízení.

## 11. Seznam obrázků

Obrázek 1 – Celková produkce komunálních odpadů v Hlavním městě Praha, 2009-2016 [1].	4
Obrázek 2 – Schéma nakládání s odpady [2] .....	5
Obrázek 3 - Schéma překladiště s násypkou a dopravníkem [3] .....	6
Obrázek 4 - Schéma překladiště s dopravníkem a stacionárním lisem [3] .....	7
Obrázek 5 - Boční pohled na schéma překladiště s rampou [3] .....	7
Obrázek 6 - Čelní pohled na schéma překladiště s rampou [3] .....	8
Obrázek 7 – Boční a horní pohled na schéma překladiště s rampou [3] .....	8
Obrázek 8 – Překládací stanice IVP [3] .....	9
Obrázek 9 – Překladiště LUX [4] .....	10
Obrázek 10 – Překládací stanice MBT [5] .....	11
Obrázek 11 – Dvouhřídelová drtička odpadu [6] .....	11
Obrázek 12 – Schéma překládací stanice Scarlett [7] .....	12
Obrázek 13 - Překládací stanice Scarlett [7] .....	12
Obrázek 14 – Překládací stanice Machinex [8] .....	13
Obrázek 15 – Stavění kontejneru do vertikální polohy [9] .....	14
Obrázek 16 – Model vertikální překládací stanice .....	15
Obrázek 17 – Kalkulace nákladů na dopravu odpadu [9] .....	16
Obrázek 18 – Řešení přízemního patra stanice .....	17
Obrázek 19 – Jednotlivé sloty pro kontejnery .....	17
Obrázek 20 – Koncepční návrh vertikálního hydraulického lisu .....	18
Obrázek 21 – Jednoramenný teleskopický a kloubový nosič [11] .....	18
Obrázek 22 – Dvouramenný nosič na nákladním automobilu [12] .....	19
Obrázek 23 – Schéma dvouramenného nakladače [12] .....	19
Obrázek 24 – Třmenový mechanismus na nákladním automobilu vlevo [10], na přípojném voze vpravo [13] .....	20
Obrázek 25 – Návěsový přepravník kontejneru [14] .....	20
Obrázek 26 – Stohovač kontejnerů se spreaderem [15] .....	21
Obrázek 27 – Rechstacker s teleskopickým výložníkem [15] .....	21
Obrázek 28 – Straddle carrier [16] .....	22
Obrázek 29 – Portálový jeřáb [15] .....	22
Obrázek 30 – Stacionární obraceč kontejnerů [17] .....	23
Obrázek 31 – Vysokozdvíhový vozík s otočným mechanismem [17] .....	24
Obrázek 32 – Otočný mechanismus pro vysokozdvíhový vozík .....	24
Obrázek 33 – Nakládání kontejneru na železniční vůz .....	25
Obrázek 34 – Porucha ložiska .....	26
Obrázek 35 – Boční pohled na manipulační vozík .....	27
Obrázek 36 – Schématický popis přesunu kontejneru (část 1.) .....	28
Obrázek 37 – Schématický popis přesunu kontejneru (část 2.) .....	29
Obrázek 38 – Schéma staticky určitého teleskopického mostu .....	30
Obrázek 39 – Schéma působení sil na jednotlivé části mostu .....	31
Obrázek 40 – Model konceptu SU mostu .....	31
Obrázek 41 – Schéma staticky neurčitého teleskopického mostu .....	33
Obrázek 42 – Schéma působení sil na jednotlivé části mostu .....	33
Obrázek 43 – Model konceptu SN mostu .....	34
Obrázek 44 – Znázornění výpočtu průběhu momentu na 1. nosníku .....	34
Obrázek 45 – Schéma mostu se dvěma vozíky .....	35
Obrázek 46 – Model mostu se dvěma vozíky .....	36
Obrázek 47 – Schéma s jedním vozíkem .....	37
Obrázek 48 – Model mostu s jedním vozíkem .....	37
Obrázek 49 – Model s rolnami na stranách mostu .....	38
Obrázek 50 – Porovnání variant řešení pojezdu .....	39

Obrázek 51 – Porovnání řešení pojezdu .....	39
Obrázek 52 – Finální varianta konstrukčního řešení .....	40
Obrázek 53 – Detail na konstrukční řešení .....	41
Obrázek 54 – Schéma vybraného řešení .....	42
Obrázek 55 – Rozklad součástí .....	43
Obrázek 56 – Zařízení pro příčnou a vertikální manipulaci palet [19] .....	44
Obrázek 57 – Schéma rolny v kolejnici [19] .....	45
Obrázek 58 – Umístění kontejneru na zdvižné platformě .....	45
Obrázek 59 – Schéma zdvižné platformy .....	46
Obrázek 60 – Zdvižná tyč se dvěma rolnami .....	47
Obrázek 61 – Schéma radiální rolny [19] .....	47
Obrázek 62 – Klínový vozík .....	50
Obrázek 63 – Schéma klínového vozíku .....	51
Obrázek 64 – Závislost reakcí na vzdálenosti a .....	51
Obrázek 65 – Řez a schéma kombinované rolny [19] .....	51
Obrázek 66 – Kolejnice 6 NbV [19] .....	54
Obrázek 67 – Schéma příruby AP 6Q .....	55
Obrázek 68 – Příčný vozík .....	56
Obrázek 69 – Schéma příčného vozíku .....	56
Obrázek 70 – Jeden pracovní cyklus příčného vozíku .....	61
Obrázek 71 – Celkový pracovní cyklus příčného vozíku při manipulaci s jedním kontejnerem .....	61
Obrázek 72 – Procentuální rozdělení stavu zatížené rolny příčného vozíku .....	62
Obrázek 73 – Vertikální rolny .....	63
Obrázek 74 – Uspořádání most – příčný vozík .....	63
Obrázek 75 – Schéma mostu .....	64
Obrázek 76 – Jeden pracovní cyklus mostu .....	67
Obrázek 77 – Celkový pracovní cyklus mostu při manipulaci s jedním kontejnerem .....	67
Obrázek 78 – Procentuální rozdělení stavu zatížení mostních roln .....	68
Obrázek 79 – Vysunutí mostu .....	69
Obrázek 80 – Třířadý válečkový řetěz a řetěz s unášecími destičkami [24] .....	72
Obrázek 81 – Elektromotor s úhlovou převodovkou pro pohon řetězu [25] .....	74
Obrázek 82 – Schéma řetězového kola [24] .....	79
Obrázek 83 – Schéma třířadého řetězového kola [24] .....	80
Obrázek 84 – Boční pohled na most a řetězový pohon .....	81
Obrázek 85 – Detail na držák – vlevo s unášecí destičkou, vpravo destička zneviditelněna ... ..	81
Obrázek 86 – Vyběhnutí tyče ze záběru .....	82
Obrázek 87 – Separátor palet [26] .....	82
Obrázek 88 – Postup zamknutí tyče do zámku .....	84
Obrázek 89 – Přesun příčného vozíku .....	86
Obrázek 90 – Vozík s poháněnými rolnami a schéma bloku kola [19] .....	87
Obrázek 91 – Přesun příčného vozíku, horní pohled .....	88
Obrázek 92 – Přejezd příčného vozíku s výsuvnými hřebeny .....	91
Obrázek 93 – Prostor pro systém přejezdu příčného vozíku .....	91
Obrázek 94 – Planetová převodovka [26] .....	92
Obrázek 95 – Čelní převodovka ve dvou uspořádáních .....	93
Obrázek 96 – Šneková převodovka .....	93
Obrázek 97 – Schéma vybrané převodovky [28] .....	96
Obrázek 98 – Pastorek s ozubeným hřebenem [27] .....	97
Obrázek 99 – Popis pohonu výsuvného hřebenu .....	98
Obrázek 100 – Sestava pohonu (vlevo) a řez šroubovým zvedákem [29] .....	99
Obrázek 101 – Rozhodovací diagram při výběru šroubového zvedáku [29] .....	100
Obrázek 102 – Schéma zvedáku R-10 [29] .....	104
Obrázek 103 – Zdvih zdvižné platformy .....	105
Obrázek 104 – Zdvih kontejneru za pomoci klínového mechanismu .....	107
Obrázek 105 – Schéma protilehlých klínů [30] .....	108
Obrázek 106 – Klínový vozík se zdvižnou platformou .....	108

Obrázek 107 – Závislost síly na klínu na úhlu klínu .....	109
Obrázek 108 – Symetricky umístěné pohony pro zdvih .....	110
Obrázek 109 – Detailní pohled na pohonnou jednotku – stav zasunuto (nahore), stav vysunuto (dole) .....	111
Obrázek 110 – Řez šroubovým zvedákem [29] .....	111
Obrázek 111 – Schéma zvedáku S-50 .....	115
Obrázek 112 – Zavedení síly pomocí coupling vazby na modelu mostu .....	116
Obrázek 113 – Zavedení vazeb na mostu .....	116
Obrázek 114 – Síťování čtvrtiny mostu .....	117
Obrázek 115 – Von Misesovo napětí na modelu mostu .....	117
Obrázek 116 – Deformace mostu .....	118
Obrázek 117 – Zavedení síly pomocí coupling vazby na modelu vozíku .....	118
Obrázek 118 – Zavedení vazeb na vozíku .....	119
Obrázek 119 – Síťování čtvrtiny vozíku .....	119
Obrázek 120 – Von Misesovo napětí na modelu vozíku .....	120
Obrázek 121 – Deformace vozíku ve svislém směru .....	121
Obrázek 122 – Finální model .....	123

## 12. Seznam tabulek

Tabulka 1 – Produkce odpadu v ČR 2009-2016 [1] .....	3
Tabulka 2 – Produkce komunálního odpadu v ČR 2009-2016 [1] .....	3
Tabulka 3 – Porovnání vertikální a horizontální stanice [9] .....	15
Tabulka 4 – Vybrané hodnoty otočného mechanismu .....	25
Tabulka 5 – Výsledné reakce na SU mostu .....	32
Tabulka 6 – Rozměry rolny 2.062 [19] .....	47
Tabulka 7 – Vlastnosti zatížení rolny 2.062 [19] .....	48
Tabulka 8 – Rozměry rolny 4.063 [19] .....	52
Tabulka 9 – Vlastnosti zatížení rolny 4.063 [19] .....	52
Tabulka 10 – Vlastnosti kolejnice 6 NbV [19] .....	54
Tabulka 11 – Jeden pracovní cyklus zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnery .....	60
Tabulka 12 – Příklad pracovní činnosti příčného vozíku na jeden pracovní den .....	62
Tabulka 13 – Příklad pracovní činnosti mostu na jeden pracovní den .....	68
Tabulka 14 – Hodnoty řetězu 10 B-3 M2 [24] .....	72
Tabulka 15 – Vlastnosti elektromotoru a převodovky pro pohon řetězu [25] .....	73
Tabulka 16 – Hodnoty zvoleného pohonu [28] .....	95
Tabulka 17 – Hodnoty pohonu zvedáku R-10 [29] .....	103
Tabulka 18 – Hodnoty pohonu zvedáku S-50 [29] .....	114